

# HYDRAULIMOOTTORIN ELINIÄN LASKENTAMALLIEN KEHITTÄMINEN

Henri Kuirinlahti

Opinnäytetyöraportti  
Toukokuu 2012

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Tekniikan ja liikenteen ala



JYVÄSKYLÄN AMMATTIKORKEAKOULU  
JAMK UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES



Tekijä(t) KUIRINLAHTI, Henri	Julkaisun laji Opinnäytetyö	Päivämäärä 17.05.2012
	Sivumäärä 169	Julkaisun kieli Suomi
	Luottamuksellisuus ( ) saakka	Verkkojulkaisulupa myönnetty ( X )
Työn nimi HYDRAULIMOOTTORIN ELINIÄN LASKENTAMALLIEN KEHITTÄMINEN		
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma		
Työn ohjaaja(t) MATILAINEN, Jorma FONSELIUS, Jaakko		
Toimeksiantaja(t) Sampo Hydraulics Oy		
<p>Tiivistelmä</p> <p>Opinnäytetyössä tutkittiin Sampo Hydraulicsin valmistamien radiaalimäntäisten hydraulimoottoreiden eliniän laskentamenetelmiä. Työssä selvitettiin kuinka valikoitujen yksittäisten moottorin komponenttien eliniät voitaisiin määrittää. Lisäksi pohdittiin keinoja, joilla komponenttien elinikä voitaisiin kehittää pidemmiksi. Työn lähtökohtina olivat luotettavien eliniän arvioiden saaminen ja moottorin jatkuva kehittäminen.</p> <p>Ongelmaa lähestyttiin tutkimalla minkä tyyppistä kulumista moottorissa ilmenee, mitkä ovat kulumisilmiöiden syyt ja mitkä tekijät vaikuttavat kulumisen ilmenemiseen. Kriittiseksi katsotuille kulumismekanismeille etsittiin teoreettinen perusta, jonka avulla luotiin laskentamenetelmät komponenttien kulumisnopeuden ja siten moottorin eliniän määrittämiseksi. Sovellettu teoriaperusta oli syväluotaavaa ja käsitti tribologiaa, lujuusoppia ja tilastotieteitä. Voitelu- ja kosketusmekaniikan analysointi osoittautui merkittäväksi tekijäksi kulumistarkastelussa. Työ sisältää sovellettujen kulumisilmiöiden kannalta oleellisten teorioiden teoreettisten lähtökohtien, käytön rajoitteiden ja laskentamallien kuvaukset.</p> <p>Työn tarpeiden pohjalta asetettiin kolme tavoitetta: laskentamallien kehittäminen, moottoriin sovelletun tietoperustan syventäminen ja kehityskohteiden pohtiminen. Työn tuloksena olivat eliniän laskentamenetelmien sovellukset hydraulimoottorin komponenteille ja niiden pohjalta luotu laskentaohjelma. Lisäksi tarkasteltiin useita keinoja kulumiskestävyyden parantamiseksi. Kaikkien tavoitteiden katsottiin toteutuneen, joten työn voidaan katsoa vastaavan hyvin sen tarpeeseen. Laskentaohjelman tarkoitus oli muodostua hyödylliseksi työkaluksi moottorin eliniän arvioimisessa. Ohjelman antamia tuloksia voidaan käyttää moottorin markkinoinnin tukena, esimerkiksi kun etsitään asiakaskohtaisiin sovelluksiin sopivaa tuotetta.</p>		
Avainsanat (asiasanat) Sampo Hydraulics Oy, Black Bruin, radiaalimäntä, hydraulimoottori, elinikä, kestoikä, luotettavuus, tribologia, kuluminen, voitelu, vierivän kosketuksen väsyminen, kosketusmekaniikka, tilastollisuus		
Muut tiedot		



Author(s) KUIRINLAHTI, Henri	Type of publication Bachelor's Thesis	Date 17052012
	Pages 169	Language Finnish
	Confidential ( ) Until	Permission for web publication ( X )
Title DEVELOPMENT OF LIFETIME THE CALCULATION METHODS FOR A HYDRAULIC MOTOR		
Degree Programme Mechanical and Production Engineering		
Tutor(s) MATILAINEN, Jorma FONSELIUS, Jaakko		
Assigned by Sampo Hydraulics Ltd		
<p>Abstract</p> <p>The subject of this bachelor's thesis was the calculation methods used for hydraulic radial piston motors manufactured by Sampo Hydraulics Ltd. In this thesis the methods for lifetime estimations of the selected motor components were established. In addition, the ways to improve the wear performance of these components were discussed. The purpose of this work was to obtain reliable estimates of the life expectancy for the motor components and to put forward the constant development of the motor.</p> <p>The problem was approached by studying the type of wear that occurs inside the motor, the causes of wear, and the factors affecting wear performance. For wear mechanisms, which were valued the most critical, a deep theoretical study was performed in order to find appropriate calculation methods for wear rate and lifetime estimations. The applied theoretical basis consisted of tribology, strength of materials, and statistics. Fluid film lubrication and contact mechanics turned out to be a significant factor in the wear analysis. Basis, limitations, and calculation methods of relevant theories were introduced, but only for applied theories.</p> <p>Based on the purpose of this work, three goals were set: the development of the lifetime calculation methods, the introduction of the new theories for motor applications, and the consideration of the ways to improve the motor performance. The results of this work were the determined calculation methods and calculation program based on those methods. In addition several ways to improve the motor performance were considered. The conclusion was that all the goals set were reached and therefore the objective of this work was well achieved. The purpose of the calculation program was to become a useful tool for estimating the motor lifetime. The results produced by the program can be used to support the marketing of the hydraulic motor, for example, when searching for the right product for customer-specific applications.</p>		
Keywords Sampo Hydraulics Oy, Black Bruin, radial piston, hydraulic motor, lifetime, service life, reliability, tribology, wear, wear mechanisms, lubrication, rolling contact fatigue, contact mechanics, statistics		
Miscellaneous		

# SISÄLTÖ

SISÄLTÖ.....	1
KUVIOT .....	2
TAULUKOT .....	4
1 ELINIÄN ARVIOINNIN MERKITYS .....	5
1.1 Työn tarve .....	5
1.2 Toimeksiantaja.....	5
1.3 Tavoitteet, aiheen rajausta ja lähestymistapa.....	6
2 ELINIÄN MÄÄRITTÄMISEN TEOREETTINEN PERUSTA .....	7
2.1 Tilastollinen tarkastelu .....	8
2.2 Kosketusmekaniikka .....	15
2.3 Tribologia .....	23
2.4 Voitelumekanismit.....	28
2.5 Kuluminen.....	46
2.6 Elinikämallit vierivän kosketuksen väsymiselle .....	58
3 TUTKITUN TEORIAPERUSTAN SOVELTAMINEN.....	69
3.1 Radiaalimäntämoottori .....	69
3.2 Nokkarullan liukulaakeroinnin tarkastelu .....	81
3.3 Nokkarullan ja nokkarengaon tarkastelu.....	97
3.4 Mäntä ja sylinteriporaus.....	113
3.5 Laskentaohjelman kuvaus .....	117
4 TYÖN PÄÄTELMÄT JA ARVIOINTI.....	123
4.1 Liukulaakeroinnin tulosten tarkastelu .....	123

4.2	Vierintäkosketuksen tulosten arviointi .....	125
4.3	Sylinteripesän tulosten arviointi.....	127
4.4	Laskentaohjelman arviointi .....	127
4.5	Testauksen kehittämisen arviointi .....	129
4.6	Opinnäytetyön arviointi.....	130
LÄHTEET.....		132
LIITTEET .....		134
Liite 1. Weibull-jakauman yhtälöiden tarkastelu .....		134
Liite 2. Raimondin ja Boydin kaaviot .....		139
Liite 3. Laskentaohjelman tuottamat diagrammit.....		149
Liite 4. Tasapainoyhtälöiden ratkaisu: mäntä suorassa .....		156
Liite 5. Tasapainoyhtälöiden ratkaisu: kipannut mäntä .....		158
Liite 6. Tilastollisten ja determinististen elinikämallien vertailu .....		161
Liite 7. Tilastollisten elinikämallien vertailu .....		164
Liite 8. Laskentaohjelman ulkoasu .....		166

## KUVIOT

KUVIO 1. Erimuotoisia normaalijakaumia .....	10
KUVIO 2. Normaalijakauman tiheyskäyrän leveys ja kertymäala .....	10
KUVIO 3. Normaalijakauman kertymäfunktio.....	11
KUVIO 4. Weibull-jakauman parametrit .....	12
KUVIO 5. Weibull-jakauman tiheysfunktioita .....	13
KUVIO 6. Weibull-jakauman kertymäfunktioita.....	13
KUVIO 7. Kaksi viivakosketuksessa olevaa sylinteriä .....	18

KUVIO 8. Yhdistetty kaarevuussäde .....	19
KUVIO 9. Viivakosketuksessa syntyvän pintapainejakauman muoto .....	21
KUVIO 10. Jännityskomponentit viivakosketuksessa .....	23
KUVIO 11. Voitelumekanismien jaottelu .....	30
KUVIO 12. Painejakauma ja virtauksen nopeusprofiilit .....	32
KUVIO 13. Säteisliukulaakerin hydrodynaaminen säteislaakerin painejakauma .....	32
KUVIO 14. Liukulaakerin kaarikulma ja kalvonpaksuuden vaikutus epäkeskisyyteen .....	37
KUVIO 15. Hydrodynaamisen voiteluainekalvon painejakauma lyhyessä liukulaakerissa .....	38
KUVIO 16. Hydrostaattinen laakerointi .....	40
KUVIO 17. Voitelukalvon paksuus ja painejakauma EHD voidellussa vierintäkosketuksessa .....	43
KUVIO 18. Kuormitus LP-teoriassa .....	64
KUVIO 19. Kuormitettu tilavuus IH-teoriassa .....	67
KUVIO 20. Radiaalimäntämoottorin osat .....	70
KUVIO 21. Moottorin toimintaperiaate .....	71
KUVIO 22. Tarkastelukohteet .....	72
KUVIO 23. ISO VG 46 -öljyn dynaamisen viskositeetin lämpötilariippuvuus .....	73
KUVIO 24. Osien liikesuunnat ja luonnos syntyvistä painejakaumista .....	74
KUVIO 25. Männänrenkaan ympäristön painejakaumat ja voimat .....	76
KUVIO 26. Mäntään kohdistuvat voimat .....	77
KUVIO 27. Mäntään kohdistuvat voimat kippausasennossa .....	79
KUVIO 28. Käytettyjen liukulaakereiden rakenteet .....	83
KUVIO 29. Liukulaakerin kaarikulma .....	84
KUVIO 30. Hi-eX liukulaakerin pintamateriaalin kulkeutuminen .....	88
KUVIO 31. DX liukulaakerin pinnan kulkeutuminen ja halkeilu .....	89
KUVIO 32. DX liukulaakerin pinnan halkeilu .....	89
KUVIO 33. Liukulaakerien kulumiskertoimien arvot kuormituksen suhteen .....	94
KUVIO 34. Nokkarullan väsymisvaurio ja sen seurauksena tuhoutunut liukulaakeri .....	99

KUVIO 35. Nokkarenkaan väsymisvaurio .....	100
KUVIO 36. Tilavuuselementit vierivän kosketuksen laskelmissa .....	104
KUVIO 37. Zaretskyn teorian mukainen väsymiseliniän tiheysfunktio .....	108
KUVIO 38. Zaretskyn teorian mukainen väsymiseliniän kertymäfunktio .....	108
KUVIO 39. Käyttöpaineen vaikutus elinikään.....	111
KUVIO 40. Viivakosketuksen pituuden vaikutus elinikään.....	112
KUVIO 41. Voiteluaineen virtaukset männän ympärillä .....	113
KUVIO 42. Eriasteisia sylinterin sisäseinämän kulumia.....	114
KUVIO 43. Männän asennot iskun aikana .....	116
KUVIO 44. Laskentaprofiilin tiedot.....	118
KUVIO 45. Moottorin valinta .....	119
KUVIO 46. Liukulaakerin valinta .....	119
KUVIO 47. Laskentaohjelman tulokset eliniälle .....	120
KUVIO 48. Liukulaakerin kuormitus .....	121
KUVIO 49. EHD sovelluksen käyttöliittymä .....	122
KUVIO 50. Nokkarullan liukumisen varoitus .....	122

## TAULUKOT

TAULUKKO 1. Viskositeetin paine -eksponentti eri voiteluaineille .....	27
TAULUKKO 2. Liukulaakereiden ominaisuuksia .....	82
TAULUKKO 3. Kulumiskertoimelle saadut arvot .....	94
TAULUKKO 4. Kulumiskertoimelle laajennetut arvot.....	95
TAULUKKO 5. Liukulaakerin paksuuden ja kulumiskertoimen suhdeluvut.....	96
TAULUKKO 6. Determinististen ja tilastollisten mallien vertailu .....	101
TAULUKKO 7. Neljän tilastollisen mallin vertailu .....	102

# 1 ELINIÄN ARVIOINNIN MERKITYS

## 1.1 Työn tarve

Konetekniikassa luotettavuus kuvaa tapaa vikaantua tietyn aikajakson aikana, toisin sanoen ajasta riippuvaa vikaantumistodennäköisyyttä. Koneen tai laitteen luotettavuuden voidaan siten määritellä olevan sen osien luotettavuuksien tulo, perustuen yksinkertaiseen todennäköisyyslaskentaan. Tietyn luotettavuuden omaavat arviot eliniästä kuvaavat siis koneen todennäköistä kestoaikaa ja luotettavuudeltaan heikoin koneen osa määrää käytännössä koko koneen eliniän pituuden. Eliniän ja käyttökustannusten yhteys on taas hyvin selkeä: mitä harvemmin jokin laite täytyy uusia, sitä edullisempaa sitä on käyttää. Eliniän odotusarvojen perusteella voidaan määrittää kohteen käyttökustannukset, joiden perustella voidaan siten perustella tuotteen erinomaisuutta sen ostoa harkitseville asiakkaille. Jotta asiakas myös kokisi tuotteen arvon, on eliniän arvioiden oltava todellisia.

Sampo Hydraulicsin tarve saada asiakkailleen luotettavia eliniän arvioita valmistamansa hydraulimoottorien kestosta onkin tämän opinnäytetyön perimmäinen tarve. Hydraulimoottorien kehittäminen on taas toinen keskeinen tarve tälle opinnäytetyölle. Sillä tutkimalla elinikään vaikuttavia tekijöitä aikaisempaa syvällisemmin, voidaan löytää uusia keinoja moottorin eliniän pidentämiseksi tai suorituskyvyn parantamiseksi.

## 1.2 Toimeksiantaja

Sampo Hydraulics Oy on osa Sampo-Rosenlew konsernia ja on yksi maailman johtavista radiaalimäntäisten hydraulimoottorien valmistajista. Sampo Hydraulics Oy:n päätoimipiste sijaitsee Jyväskylässä, missä sijaitsevat myös yrityksen tuotantotilat. Päätoimipisteen lisäksi yrityksellä on maailmanlaajuinen jälleenmyyjien verkosto ja



80 % tuotannosta meneekin vientiin. Yritys työllistää 108 henkilöä ja sen liikevaihto vuonna 2011 oli 17 miljoonaa euroa. (Sampo Hydraulics 2012.)

Sampo Hydraulicsin moottoreita on valmistettu jo yli 50 vuotta. SISU, Partek, Valmet ja Metso ovat osa moottorien historiaa, mutta nykyisin moottorit tunnetaan tuotemerkistä Black Bruin. Sampo Hydraulicsin tuotelinja jakaantuu radiaalimäntämoottoreihin ja rotaattoreihin. Myyntilukujen perusteella Black Bruin radiaalimäntämoottoreita käytetään suhteellisen monipuolisesti maatalouden, metsätalouden, rakennusteollisuuden ja kaivosteollisuuden sovelluksissa. Näiden lisäksi sovelluksia löytyy myös meriteollisuudesta ja raskaasta teollisuudesta. Rotaattoreja käytetään pääasiassa metsäkoneiden nostovarsissa. (Sampo Hydraulics 2009.) Yrityksen toimintasektori on siten hyvin laaja, mikä voidaankin katsoa eduksi nykyisillä nopeasti muuttuvilla markkinoilla.

### **1.3 Tavoitteet, aiheen rajausta ja lähestymistapa**

Tämä opinnäytetyö toteutettiin kehittämisprojektina, vaikka työhön liittyi myös tutkimustyölle ominaisia piirteitä. Työ olisi voitu jakaa kaksiosaiseksi, joista ensimmäisessä olisi tehty teoriaperustan syventämiseen liittyvä tutkimustyö ja toisessa tutkimustyön perusteella tehty sovelluksen kehittäminen. Työn tarkoituksena oli kuitenkin luoda käyttökelpoinen laskentaohjelma eliniän arvioimiseksi ja tätä lähdettiin tavoittelemaan asettamalla työlle kehittämisprojektille ominaiset selkeät tavoitteet. Nämä opinnäytetyön tarpeisiin vastaavat tavoitteet olivat seuraavat:

1. Kehittää laskentamalli moottorin eliniän arvioimiseksi
2. Syventää moottoriin sovellettua teoriaperustaa
3. Pohtia mahdollisia keinoja hydraulimoottorin kehittämiseksi

Toimeksiantajan toiveena oli kehittää uusi laskentaohjelma eliniän arvioimiseksi, joka ei perustuisi heidän jo soveltamaansa entiseen laskentamalliin. Näin tavoiteltiin tuoretta lähestymistapaa moottorin tarkasteluun ja mahdollisia uusia ideoita moottorin kehittämiseksi. Entinen laskentamalli perustui moottorin eliniän kokonaisvaltaiseen tarkasteluun, joten uusien laskentamallien soveltaminen yksittäisille moottorin komponenteille katsottiin sopivaksi lähestymistavaksi.

Aihe rajattiin muutamaaan moottorin eliniän kannalta kriittisimpään komponenttiin ja niissä ilmenneisiin kulumisilmiöihin. Työn edetessä rajaukseksi vahvistui männän ympäristön komponentit ja niiden välillä ilmenevät mekaanisen vuorovaikutuksen aikaansaamat kulumisilmiöt. Tämän opinnäytetyön teoreettisissa perusteissa on esitetty vain tarkastelukohteille sovellettujen teorioiden keskeiset perusteet ja rajoitukset. Laajemman ja syvällisemmän käsityksen saamiseksi kannattaa perehtyä tässä työssä viitattuihin lähteisiin, joihin pyrittiin valikoimaan aiheita hyvin kuvaavia teoksia.

Kerättyä teoriaperustaa sovellettiin johdonmukaisesti jokaiselle tarkastelukohteelle. Ensin pyrittiin määrittämään todellinen kulumismekanismi, toiseksi etsimään tälle soveltuva teoria ja viimeiseksi soveltaa teoriasta laskentamalli kyseiselle ilmiölle. Kulumismekanismien määrittäminen ja tunnistaminen perustui moottoreiden laboratoriotesteihin ja niistä laadittuihin raportteihin. Kulumismekanismien määrittämisessä voitelumekaniikan määrittämisellä oli keskeinen merkitys.

## **2 ELINIÄN MÄÄRITTÄMISEN TEOREETTINEN PERUSTA**

Tässä luvussa esitellään hydraulimoottorin laskentasovelluksien pohjana käytettyä teoriaperustaa. Lukuun valikoitiin vain sovelluksiin liittyvät teoriat ja perusteet näiden käytön ja rajoitusten ymmärtämiseksi. Osa esitellystä teoriasta käsittelee laajaa

aihealuetta hyvinkin syvällisesti, mikä voi tehdä asioiden sisäistämisestä haastavaa ilman pohjatietoa käsitelystä aiheesta.

## 2.1 Tilastollinen tarkastelu

### 2.1.1 Aritmeettinen keskiarvo ja standardihajonta

Tarkasteltaessa vaihtelua materiaalin mekaanisissa tai komponenttien mekaanisia ominaisuuksia, käytettävissä on tyypillisesti äärellinen määrä havaintoja tai mittaus-tuloksia. Tarkasteltavien kohteiden kokonaismäärää kutsutaan populaatioksi ja se voi joissain tapauksissa olla hyvinkin suuri. Tällaisissa tapauksissa ei ole käytännöllistä mitata jokaisen populaation kohteen ominaisuuksia, varsinkaan jos mittaukseen liittyy mitattavan kappaleen tuhoutuminen. Tätä varten populaation ominaisuudet määritetään näytejoukon perusteella, joka edustaa otosta koko populaatiosta. (Shigley ym. 2004, 38.)

Näytejoukon aritmeettinen keskiarvo  $N$  kokoiselle havaintojen  $x_i$  määrälle määritellään seuraavasti: (Shigley ym. 2004, 38)

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^N \frac{x_i}{N} \quad (1)$$

Normaalijakautuneen havaintojoukon keskiarvon lisäksi, myös tulosten hajonta  $s_x$  on mielenkiintoinen tekijä. Näytejoukon havaintojen hajontaa kutsutaan standardihajonnaksi ja se määritellään seuraavasti: (Shigley ym. 2004, 39)

$$s_x = \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{(x_i - \bar{x})^2}{N - 1}} \quad (2)$$

Jo ilman tarkempaa perehtymistä voinee todeta, että näytejoukon koolla on suuri merkitys saatuihin tuloksiin koko populaation ominaisuuksista. Lisäksi tulokset voivat olla vääristyä merkittävästi, jos näytejoukko ei edusta koko populaatiota. Käytännössä tämä tarkoittaa, että satunnaisia havaintoja tulisi olla mahdollisimman paljon. Jos havaintoja on vain muutama, tulisi pohtia tarkoin edustavatko havainnot populaatiota vai liittyykö näihin kenties jokin tuloksia vääristävä muuttuja.

### 2.1.2 Todennäköisyysjakaumat

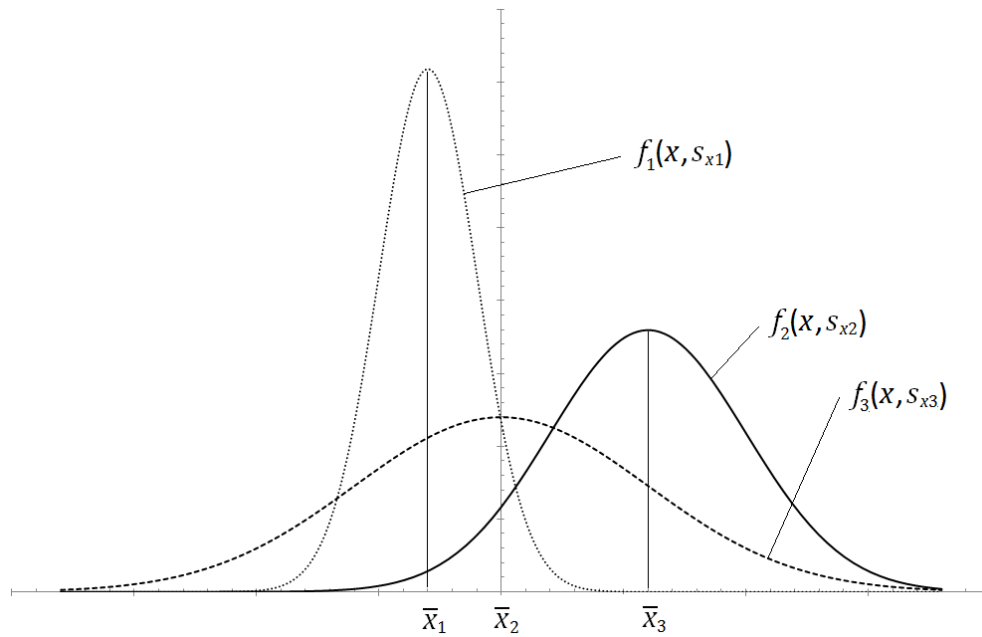
On olemassa lukuisia epäjatkuvia ja jatkuvia todennäköisyysjakaumia, joita yleisesti sovelletaan teknillisiin ongelmiin. Todennäköisyyden tiheysjakaumat kuvaavat havaintojen ilmenemismäärää suhteessa havainnon arvoon. Kertymäfunktio kuvaa taas tietyn arvoalueen osuutta koko jakaumasta. Kertymäfunktio saadaan laskettua integroimalla tiheysjakauma tarkasteltavan arvoalueen yli. Koko jakauman kertymä kuvaa kaikkia havaintoja (100 %), jolloin kertymäfunktio koko tiheysjakauman yli antaa arvon 1. Tiheysfunktiolle voidaan käyttää merkintää  $f(x)$  ja kertymäfunktiolle  $F(x)$ . (Shigley ym. 2004, 43–50.)

#### Normaalijakauma

Normaalijakaumaa kutsutaan myös keksijänsä nimen mukaisesti Gaussin jakaumaksi ja sen tiheysfunktio näyttää seuraavalta: (Shigley ym. 2004, 43)

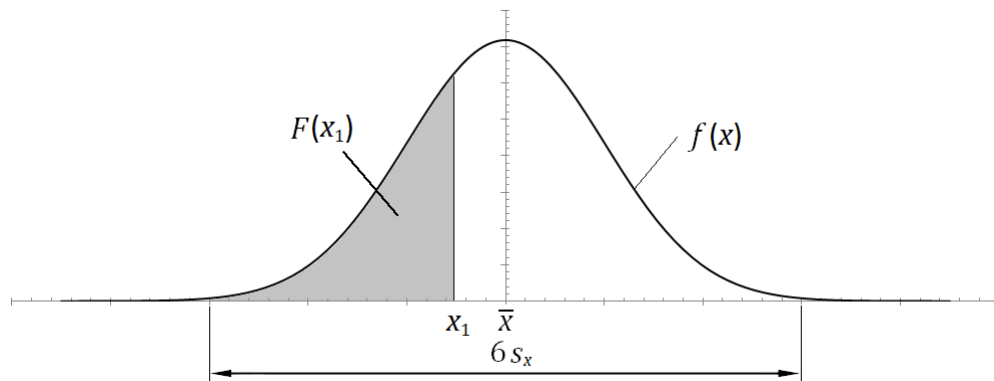
$$f(x) = \frac{1}{s_x \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( \frac{x - \bar{x}}{s_x} \right)^2 \right] \quad (3)$$

Tiheysfunktion kuvaaja on muodoltaan kellomainen käyrä, jonka leveys riippuu joukon standardihajonnasta ja jonka käyrän maksimiarvo on keskiarvon kohdalla. Muutamia erilaisia normaalijakautuneita tiheysfunktioita on havainnollistettu alla olevassa kuviossa 1.



KUVIO 1. Erimuotoisia normaalijakaumia

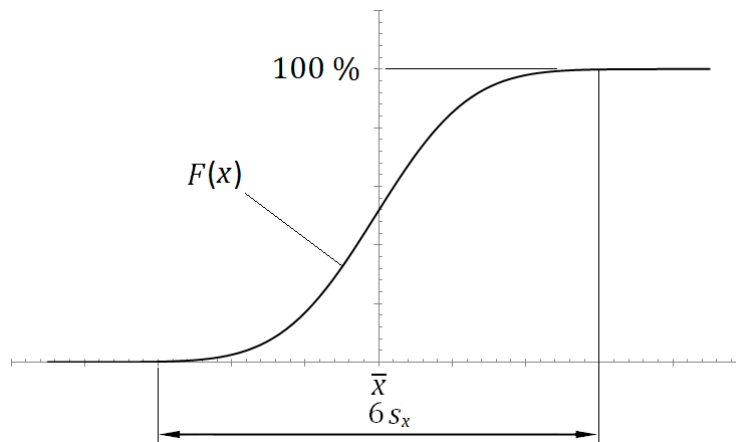
Kertymäfunktion arvot voidaan laskea tiheyskäyrän pinta-alasta (ks. kuvio 2). Jakauman leveys on periaatteessa ääretön, mutta hyvänä approksimaationa voitaneen käyttää kuusinkertaista standardihajontaa, mikä vastaa 99,73 % koko joukosta.



KUVIO 2. Normaalijakauman tiheyskäyrän leveys ja kertymäala

Kertymäfunktiota voidaan myös havainnollistaa käyrän avulla. Alla olevassa kuviossa on esitetty normaalijakauman kertymäfunktio, kun kertymään huomioidaan kaikki

tietyn havainnon  $x_1$  vasemmalle puolelle jääneet havainnot (ks. kuvio 2). Käyrä ilmaisee kuinka monta prosenttia havainnoista on huomioitu tietyn havainnon kohdalla.



KUVIO 3. Normaalijakauman kertymäfunktio

### Weibull-jakauma

Weibull-jakauma ei ole alkujaan perinteisestä tilastotieteistä. Siihen törmää todennäköisemmin kokeellista tietoa käsittelevissä töissä ja varsinkin luotettavuutta tarkasteltaessa. Jakauma on epäsymmetrinen ja se muotoutuu vastaamaan hyvällä tarkkuudella useita eri todennäköisyysjakaumia, kuten normaali- ja eksponentiaalijakaumia. Weibull-jakauman joustavuus saadun havaintojakauman suhteen tekeekin siitä käytetyn työkalun laboratoriotesteistä ja käytännön sovelluksista saadun tiedon analysoinnissa. (Shigley ym. 2004, 48.)

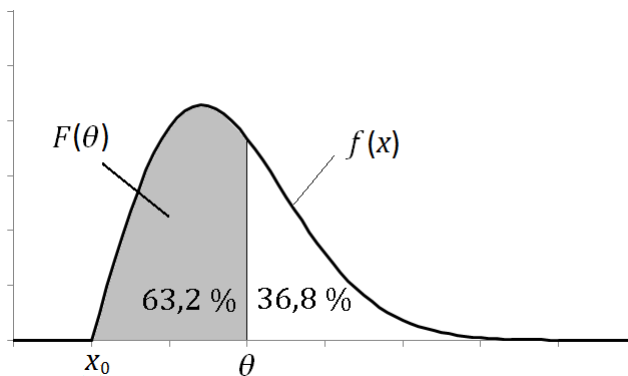
Kolmeparametrin Weibull-jakauman tiheysfunktio voidaan esittää seuraavasti:  
(Shigley ym. 2004, 49)

$$f(x) = \frac{b}{\theta - x_0} \left( \frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^{b-1} \exp \left[ - \left( \frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^b \right], \quad \text{kun } x \geq x_0 \geq 0 \quad (4)$$

ja

- $x_0$  on havaintojen odotusarvojen minimi
- $\theta$  on ominais- tai skaalausarvo
- $b$  on käyrän muotoparametri. ( $b > 0$ )

Ominaisarvon  $\theta$  merkitys on samankaltainen kuin normaalijakauman keskiarvolla. Se edustaa havainnon  $x$  arvoa, jota ennen ovat 63,2 % kaikista havainnoista (ks. kuvio 4). (Shigley ym. 2004, 49.)

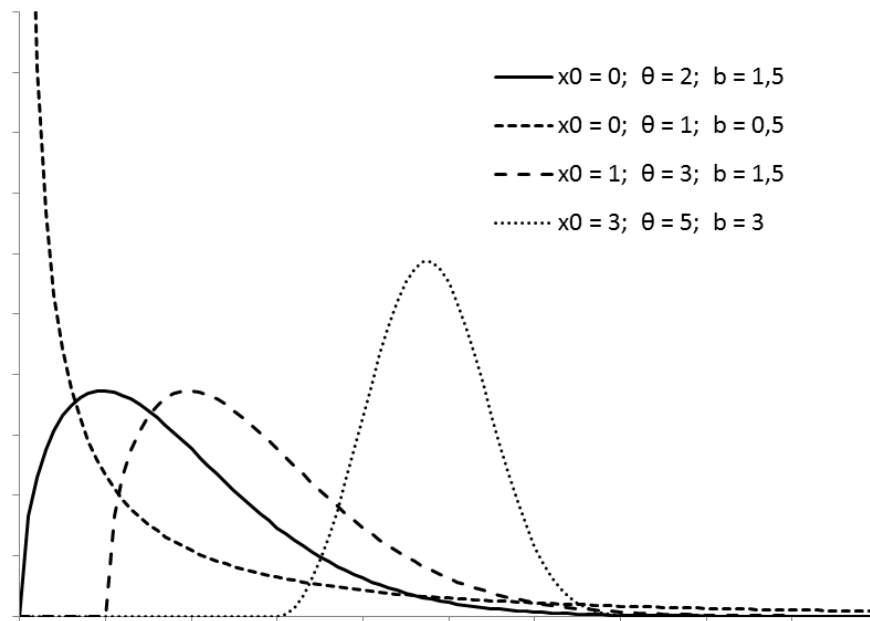


KUVIO 4. Weibull-jakauman parametrit

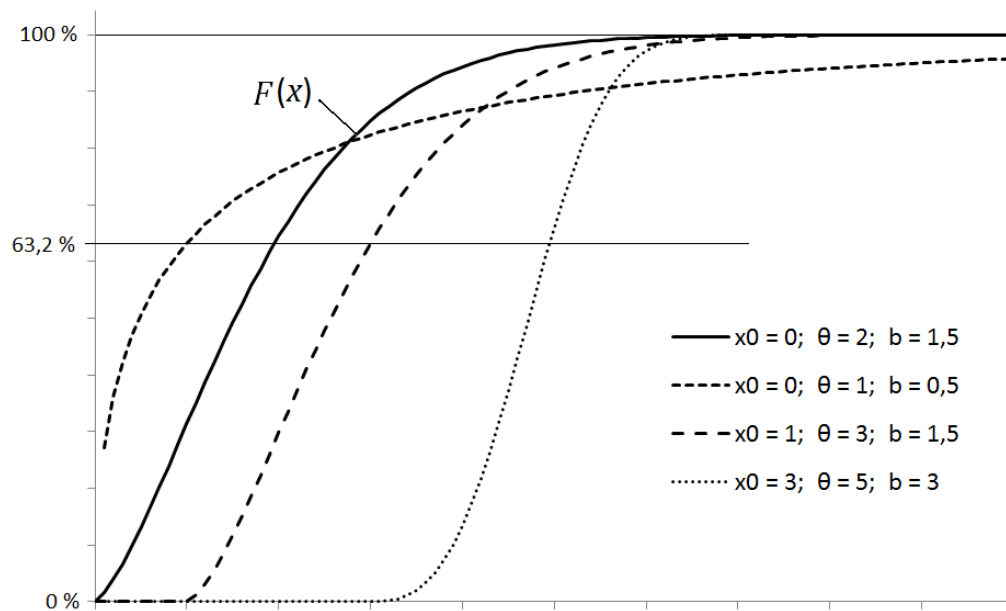
Weibull-jakaumaa kutsutaan kaksiparametriseksi, jos havaintojen minimiarvo  $x_0 = 0$  (Shigley ym. 2004, 49). Tällöin yhtälö 4 supistuu seuraavaksi:

$$f(x) = \frac{b}{\theta} \left( \frac{x}{\theta} \right)^{b-1} \exp \left[ - \left( \frac{x}{\theta} \right)^b \right], \quad \text{kun } x \geq 0 \quad (5)$$

Seuraavissa kuvioissa on havainnollistettu erimuotoisia Weibull-jakauman tiheysfunktioita ja niiden kertymäfunktioita (ks. kuvio 5 ja 6).



KUVIO 5. Weibull-jakauman tiheysfunktioita



KUVIO 6. Weibull-jakauman kertymäfunktioita



Luotettavuuden funktio on käytännössä samanmuotoinen kuin kertymäfunktio peilattuna pystysuunnassa, koska luotettavuus on määritelmän mukaan kertymän ulkopuolelle jääneiden havaintojen osuus kaikista havainnoista. Jakauman kertymäfunktio voidaan ilmaista myös luotettavuusfunktion avulla seuraavasti: (Shigley ym. 2004, 48)

$$F(x) = 1 - S(x) \quad (6)$$

Kolmeparametrisen Weibull-jakauman luotettavuusfunktio on muotoa: (Shigley ym. 2004, 48)

$$S(x) = \exp \left[ - \left( \frac{x - x_0}{\theta - x_0} \right)^b \right], \quad \text{kun } x \geq x_0 \geq 0 \quad (7)$$

Yhtälöstä 7 voidaan ratkaista havainnon odotusarvo tietylle luotettavuuden arvolle, mikä muotoutuu alla olevan yhtälön muotoon: (Shigley ym. 2004, 49)

$$x(S) = x_0 + (\theta - x_0) \left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (8)$$

Kaksiparametrisen Weibull-jakauman tapauksessa luotettavuuden yhtälöt 7 ja 8 supistuvat seuraaviksi:

$$S(x) = \exp \left[ - \left( \frac{x}{\theta} \right)^b \right], \quad \text{kun } x \geq 0 \quad (9)$$

$$x(S) = \theta \left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{b}} \quad (10)$$

Kaksiparametrisen Weibull-jakauman yhtälöistä muodostettiin johdannaisia, joita käytettiin pintaväsymisen teoreettisten mallien sovelluksissa. Yhtälöiden johtaminen ja sovellukset on esitetty liitteessä 1.

## 2.2 Kosketusmekaniikka

### 2.2.1 Kosketusmekaniikan teoria

Kun kaksi yhtenemätöntä pintaa tuodaan kosketukseen, on kosketuspinta aluksi piste- tai viivamainen. Pienikin kuorma saa kappaleet muovautumaan siten, että ne koskettavat toisiaan äärelliseltä, mutta kappaleiden kokoon nähden pieneltä alalta. (Johnson 1985, 84.) Pienelle alalle jakaantunut kuorma johtaa helposti suuriin kosketusjännityksiin, jotka ovat vierintälaakereissa suuruusluokaltaan yleensä 1–5 GPa (Harnoy 2003, 323). Vierintälaakereissa käytetyt karkaistut teräkset kestävät näin suuret pintapaineet, mutta tavanomaisessa koneenrakennuksessa sallitut pintapaineet ovat yleensä alle 1 GPa (Kivioja ym. 2004, 37).

Useimmat teoriat kosketuksessa syntyvien muodonmuutosten ja jännitysten laskentaan perustuvat elastiseen kosketukseen. Kosketus on elastinen, jos materiaaliin syntyvät muodonmuutokset ovat palautuvia. Pysyvien muodonmuutosten ilmenemistä kutsutaan taas plastiseksi käyttäytymiseksi. Muodonmuutokset ja jännitykset voidaan ratkaista analyyttisesti monille eri geometrioille, mutta numeeriset menetelmät ovat usein tarpeen. Varsinkin epäsymmetristen kosketuspainejakaumien, joita ilmenee esimerkiksi EHD voitelussa, muodostamat pinnanalaiset jännitykset ovat hankalia analyyttisen laskennan sovelluksille. Hertzin vuonna 1882 julkaistua teoriaa pidetään ensimmäisenä hyvänä keinona analysoida elastista kosketusta ja se pitää pintansa vielä tänäkin päivänä. Jännitysten laskentaan löytyy myös vaihtoehtoisia laskentatapoja, mutta perustavat oletukset ovat usein samat kuin Hertzillä. (Johnson 1985, Kivioja ym. 2003, Harnoy 2003, Shigley ym. 2004, Popov 2010.)

#### Hertzin teoria

Hertzin teorian keskeinen lähtökohta ratkaisuille kuuluu seuraavasti: tuntemalla kahden elastisina puoliavaruuksina pidettävän pinnan välillä vallitseva pintapaineja-

kauma, voidaan ratkaista kappaleiden muodonmuutokset ja pinnanalaiset jännitysjaumat (Johnson 1985, 92).

Viiva- ja pistekuormitusten aiheuttamat muodonmuutokset ja jännitysjaumat voidaan ratkaista elastisille puoliavaruuksille niin tangentialisten kitkavoimien, kuin kohtisuorien normaalivoimien tapauksessa. Laskenta voidaan suorittaa ajattelemalla laskettavien pintojen koostuvan piste- tai viivamaisista elementeistä, joiden jokaisen aiheuttamat muodonmuutokset ja jännitykset voidaan yhdistää superpositioperiaatteen avulla, kunhan vain pintoja voidaan pitää elastisina puoliavaruuksina. (Johnson 1985, 11–84.) Hertzin teoriassa kosketuspinta approksimoidaan tasoksi, mutta todellisuudessa muoto määräytyy koskettavien pintojen muodon perusteella. Hertzin teoriaan sisältyy muitakin oletuksia, jotka voivat rajoittaa teorian soveltamista erityisissä tapauksissa. Nämä oletukset ovat seuraavat: (Johnson 1985, 90–92; Harnoy 2003, 323)

1. Kosketuspinnan pinta-ala on pieni pinnan kaarevuuteen nähden ( $a \gg R$ ).
2. Muodonmuutosten tulee olla pieniä ja kimmoisia.
3. Koskettavien kappaleiden materiaalien tulee olla homogeenisia ja isotrooppisia, eli lujuusominaisuuksiltaan tasalaatuisia.
4. Kosketuspinnan suuntaisia kitkavoimia ei esiinny.

Käytännössä vierivässä kosketuksissa syntyvissä korkeissa kosketuspaineissa ilmenee aina vähän plastista käyttäytymistä, mikä on ristiriidassa kimmoisen muodonmuutoksen oletuksen kanssa. On kuitenkin osoitettu, että tällä ei ole vaikutusta Hertzin teorian avulla saataviin tuloksiin. (Harnoy 2003, 323.) Myös kosketuksen kitkavoimien huomioimiseksi on olemassa laskentatapoja, mutta vierivän liikkeen kitkavoimat ovat yleensä niin pieniä, että ne voidaan jättää huomioimatta. (Shigley ym. 2003, 165.)

### 2.2.2 Pääjännitykset kosketuspinnossa

Pääjännitykseksi määritellään jännitys suunnassa, johon nähden kohtisuorat leikkausjännityskomponentit ovat nolla. Kun jännityselementti on orientoitunut tähän suuntaan, osoittavat elementin pinnat pääjännitysten suuntaan. (Shigley ym. 2004, 121.) Pääjännityksiä merkittiin symboleilla  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  ja  $\sigma_3$ .

Pääleikkausjännitykset muodostuvat taas suuntiin, jotka ovat 45 asteen kulmassa pääjännitysten suuntiin nähden. Näiden suuruus voidaan laskea pääjännityksistä seuraavasti: (Shigley ym. 2004, 122)

$$\tau_{1/2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (11)$$

$$\tau_{1/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (12)$$

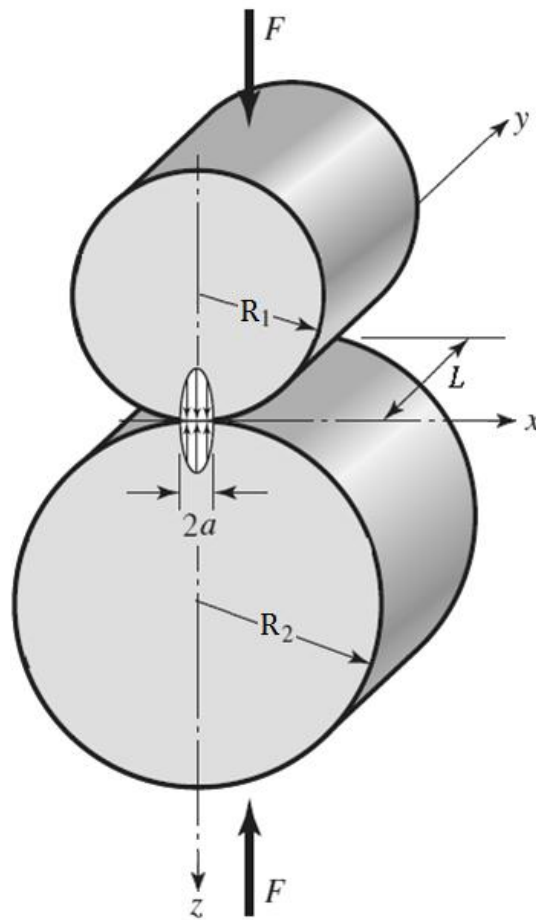
$$\tau_{2/3} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \quad (13)$$

Näitä jännityksiä ei kuitenkaan kannata sekoittaa jännitystasojen suuntaisiin leikkausjännityksiin  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$  ja  $\tau_{yz}$ , jotka pääjännitysten tapauksessa olivat nollia.

### 2.2.3 Viivakosketus

Viivakosketus on tyypillinen vierintälaakereissa, joissa käytetään edelleen Hertzin teorian mukaista laskentaa (Harnoy 2003, 323). Viivakosketuksen analyttinen tarkastelu on helpompaa kuin pistekosketuksen, koska ongelman ratkaisua voidaan lähestyä kaksiulotteisen tarkastelun kautta. Kaksiulotteista tarkastelua voidaan käyttää myös elliptisille kosketuksille, kun kosketuksen pituus on paljon leveyttä suurempi ( $L \gg a$ ) (Johnson 1985, 99). Kuviossa 7 on esitetty kahden sylinterin välinen viivakos-

ketus, mutta periaatteessa mitkä tahansa kaksi yhdensuuntaista kaarevaa pintaa voivat olla viivakosketuksessa.



KUVIO 7. Kaksi viivakosketuksessa olevaa sylinteriä (Shigley ym. 2003, 162, muokattu)

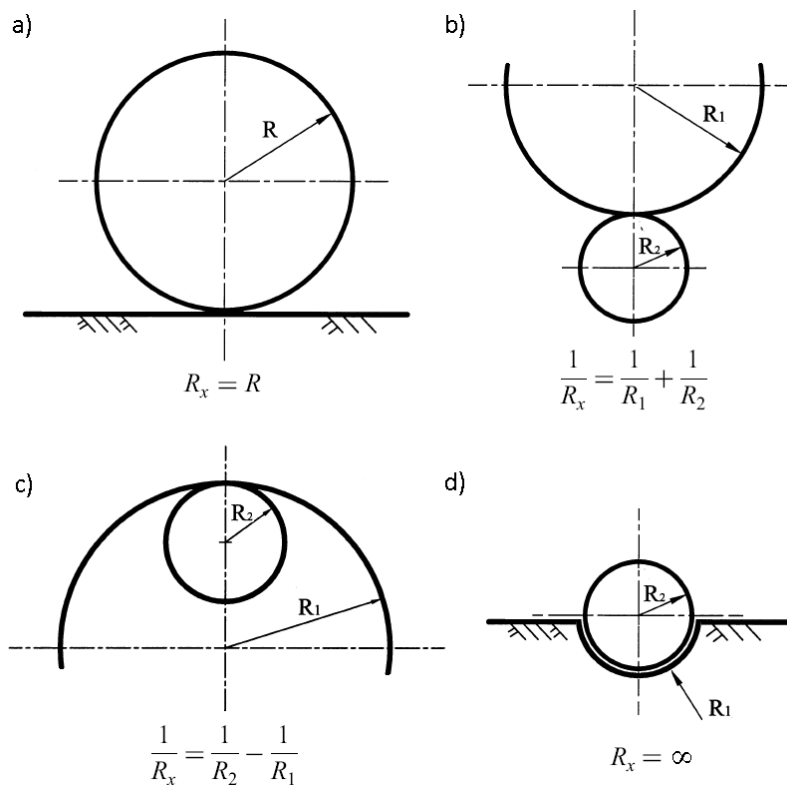
Hertzin teoriassa sylinterimäisten pintojen yhdistetty kaarevuussäde  $R_x$  ratkaistaan seuraavasta yhtälöstä: (Johnson 1985, 100)

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}, \quad (14)$$

jossa  $R_1$  ja  $R_2$  ovat koskettavien pintojen kaarevuussäteet.

Erilaisten tapausten laskentaa varten voidaan listata muutama laskentasääntö, joita on havainnollistettu kuviossa 8 ja ne ovat seuraavat:

- Jos toinen pinnoista on taso ( $R = \infty$ ), on yhdistetty kaarevuussäde tasoa koskettavan kappaleen kaarevuussäde.
- Kahden kaarevan pinnan kosketuksessa yhdistetty kaarevuussäde lasketaan yhtälön 14 mukaisesti.
- Koveran pinnan kaarevuussäteen etumerkki on negatiivinen.
- Jos pinnat ovat yhtenevät, ei kaarevuussädettä voi laskea. Yhtenevillä pinnoilla tarkoitetaan kahta toisiinsa sopivaa pinnanmuotoa.



KUVIO 8. Yhdistetty kaarevuussäde

Toinen viivakosketuksen laskennassa yhdistettävä tekijä on pintojen kimmoisuus.

Hertzin teoriassa vierivässä kosketuksessa olevien kimmoisten materiaalien yhdistetty kimmokerroin  $E^*$  ratkaistaan seuraavasta yhtälöstä: (Johnson 1985, 92).

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}, \quad (15)$$

jossa  $\nu_1, \nu_2, E_1$  ja  $E_2$  ovat koskettavien materiaalien Poissonin vakiot ja kimmokertoimet. Jos koskettavat pinnat ovat samaa materiaalia, supistuu yhtälö 15 muotoon

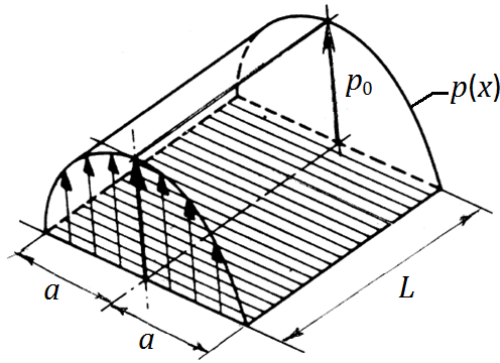
$$E^* = \frac{E}{2(1 - \nu^2)}. \quad (16)$$

Pintojen jousaessa kosketusviiva levenee suorakulmion muotoiseksi. Kosketusalueen leveydeksi voidaan määrittää  $2a$ , jossa  $a$  on kosketuksen leveyden puolikas (ks. kuvio 9). Leveyden puolikas voidaan ratkaista Hertzin teorian avulla seuraavasta yhtälöstä: (Johnson 1985, 101)

$$a = \sqrt{\frac{4FR_x}{\pi LE^*}}, \quad (17)$$

jossa

- $F$  on kosketuksen kantama kuorma
- $L$  on kosketuksen pituus
- $E^*$  on yhdistetty kimmokerroin
- $R_x$  on yhdistetty kaarevuussäde.



KUVIO 9. Viivakosketuksessa syntyvän pintapainejakauman muoto (Harnoy 2003, 328, muokattu)

Pinnalle syntyvä painejakauma riippuu muodonmuutoksen suuruudesta ja myös pintojen adheesiosta. Hertzin teoriassa pintojen adheesiota ei huomioida, jolloin pintapainejakaumasta tulee kosketuksen levyinen ja puoliellipsin muotoinen (ks. kuvio 9). Tämä on hyvä approksimaatio todellisesta painejakaumasta, kun kappaleet ovat sileitä, kaarevia ja muodonmuutokset pieniä. Hertzin pintapaine voidaan kirjoittaa seuraavasti: (Johnson 1985, 93–101)

$$p(x) = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}, \quad \text{kun } -a \leq x \leq a \quad (18)$$

ja Hertzin pintapaineen maksimi

$$p_0 = \frac{2F}{\pi La} = \sqrt{\frac{FE^*}{\pi LR_x}}. \quad (19)$$

Mahdolliset epäpuhtaudet väliaineessa tai pinnoissa voivat luonnollisesti saada aikaan jännityspiikkejä pintapainejakaumassa, vaikuttaen siten myös pinnan alle muodostuviin jännityksiin.



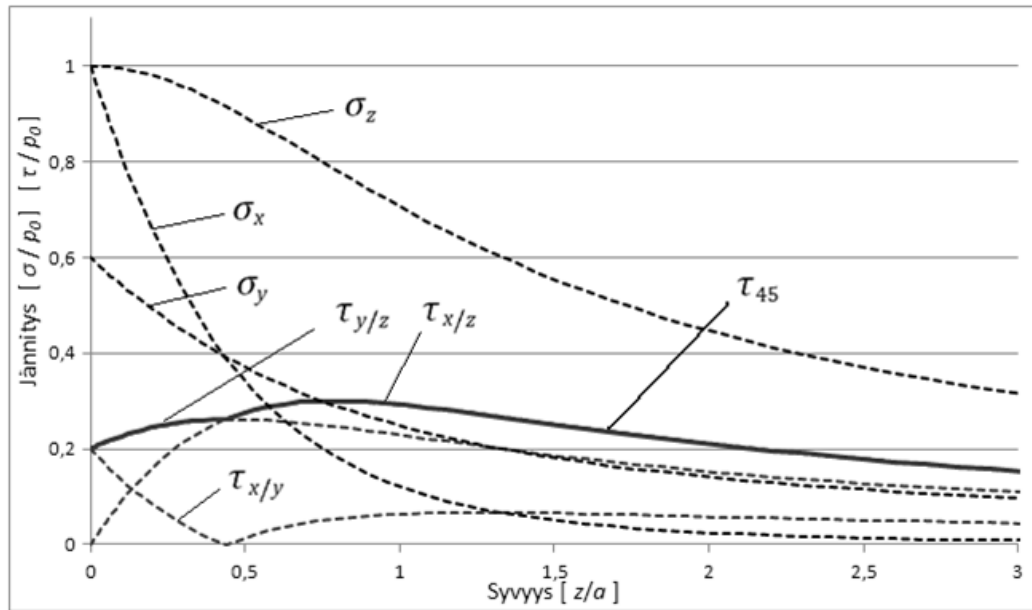
Hertzin pintapaineen muodostaman pinnanalaisen jännitysjakauman komponentit viivakosketuksen keskikohdassa ( $x = 0$ ) syvyyden  $z$  funktiona voidaan laskea seuraavien yhtälöiden avulla (Shigley ym. 2004, 164). Yhtälöiden koordinaatit ovat kuvion 7 mukaisia:

$$\sigma_x = -p_0 \left( \frac{1 + 2\frac{z^2}{a^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{a^2}}} - 2 \left| \frac{z}{a} \right| \right) \quad (20)$$

$$\sigma_y = -2\nu p_0 \left( \sqrt{1 + \frac{z^2}{a^2}} - \left| \frac{z}{a} \right| \right) \quad (21)$$

$$\sigma_z = -p_0 \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{a^2}}} \quad (22)$$

Yllä esitettyjen yhtälöiden antamat jännitykset ovat aina puristusjännitystä (Shigley ym. 2004, 164). Lisäksi niitä voidaan pitää keskikohdan tilavuuselementtien pääjännityksinä ( $\sigma_x = \sigma_1$ ,  $\sigma_y = \sigma_2$  ja  $\sigma_z = \sigma_3$ ), jolloin näistä voidaan laskea pääleikkausjännitykset yhtälöiden 11–13 avulla. Alla olevassa kuviossa 10 on esitetty kaikki mainitut jännityskomponentit viivakosketuksen keskellä syvyyden suhteen. Kuviossa jännitys on ilmaistu suhteessa maksimipintapaineeseen ja syvyys kosketuspinnan leveyteen verrannollisena. Poissonin vakiona käytettiin arvoa  $\nu = 0,3$ .



KUVIO 10. Jännityskomponentit viivakosketuksessa

Kuten kuviosta 10 voidaan nähdä, maksimileikkausjännityksen komponentti vaihtuu tietyllä syvyydellä. Shigleyn ym. (2004, 164) mukaan:

$$\tau_{45} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}, \quad \text{kun } 0 \leq z \leq 0,436 \cdot a \quad (23)$$

$$\tau_{45} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2}, \quad \text{kun } z \geq 0,436 \cdot a \quad (24)$$

$$\tau_{45\max} = 0,300 \cdot p_0, \quad \text{kohdassa } z = 0,786 \cdot a \quad (25)$$

## 2.3 Tribologia

Kitka, kuluminen ja voitelu ovat monimutkaisia, toisiinsa liittyviä aiheita, joista jokainen vaikuttaa komponenttien taipumukseen vikaantua. (ASM Handbook Volume 11 1992, 145). Kiviojan ym. (2004, 97) mukaan kuluminen on ilmiönä monimutkainen ja

sille ei ole olemassa yksiselitteisiä matemaattisia malleja. Kulumiseen vaikuttavien parametrien määrä tekee myös niiden hallinnasta vaikeaa. Olemassa olevat matemaattiset mallit perustuvat usein empiiriseen, eli kokemuseräiseen tai mittaamalla saatuun tietoon ja ovat jatkuvan tutkimustyön kohteena. (Kivioja ym. 2004, 97.)

### **2.3.1 Kuluminen**

Kuluminen määritellään yleensä mekaanisesti tapahtuvaksi ei-toivotuksi materiaalihäviöksi koskettavista pinnoista. Tähän määritelmään ei kuitenkaan ole syytä tarttua sanatarkasti, sillä esimerkiksi tribokemiallinen kuluminen, eli korroosio, on kulumista ilman mekaanista vuorovaikutusta. (ASM Handbook Volume 11 1992, 145.)

Kuluminen on yksi pääsyistä komponenttien vaurioitumiseen ja sitä seuraavaan koneen tai laitteen vikaantumiseen. Kuluminen on kuitenkin hyvin ennakoitavissa oleva vaurioitumismuoto kahden pinnan väliselle kosketukselle ja sen minimointi sopivilla materiaali-, pinnoite-, pinnanmuoto- tai voiteluvalinnoilla on taloudellisesti hyvin merkittävää. (Wulpi 1999, 164; Popov 2010, 271.)

### **2.3.2 Voitelu**

Voitelun tarkoituksena on vähentää koneenosien kitkaa, kulumista ja lämpenemistä sekä poistaa epäpuhtauksia osien pinnoilta. Voiteluaineella tarkoitetaan mitä tahansa ainetta, joka toimii edellä kuvatun tavoin kahden pinnan välissä. Voiteluaineen olomuoto voi siten olla kiinteä, neste tai kaasu. (Shigley ym. 2004, 608.) Voiteluaineesta käytetään usein englanninkielisestä määritelmästä tulevaa nimitystä fluidi, joka tarkoittaa juoksevaa ainetta. Tässä opinnäytetyössä fluidit määriteltiin kuitenkin nesteiksi.

Rasvat ja vahat ovat esimerkki kiinteitä ainesosia sisältävistä voiteluaineista. Rasvoissa kiinteät ainesosat ovat saippuoita tai muita öljyjä itseensä sitovia aineita. Täysin

kiinteitä voiteluaineita ovat esimerkiksi grafiitti ja molybdeeni. Kiinteät voiteluaineet ovat laajalti käytössä vierintälaakereissa ja kevyesti kuormitetuissa liukulaakereissa. Nestemäiset öljyt ovat kuitenkin käytetyin voiteluaine, koska nestevoitelulla on pari merkittävää etua kiinteillä aineilla toteutettuun voiteluun nähden. Nämä edut ovat nesteen hydrodynaaminen, eli kuormaa kantava käyttäytyminen ja kitkakosketuksessa syntyvän lämpöenergian kuljettaminen pois kosketuspinnolta. Öljyt jaetaan niiden alkuperää kuvaavasti mineraalisiin ja synteettisiin. Mineraaliöljyt ovat perinteisesti edullisempia, mutta synteettisten öljyjen ominaisuudet voidaan jalostaa paremmiksi. Lisäksi öljyissä voidaan käyttää lukuisia lisäaineita sopivien ominaisuuksien aikaansaamiseksi. (Shigley ym. 2004, 47–57.)

### Öljyn viskositeetti

Kivioja ym. (2004, 275–276) esittävät standardissa DIN 31654 T2 annetun menetelmän mineraaliöljyjen dynaamisen viskositeetin laskemiseksi seuraavan yhtälön mukaisesti:

$$\eta(T) = \eta_x \cdot \exp \left[ \left( \frac{159,56 \text{ }^{\circ}\text{C}}{T - 95 \text{ }^{\circ}\text{C}} - 0,181913 \right) \ln \left( \frac{\rho \cdot VG}{10^6 \cdot \eta_x} \right) \right], \quad (26)$$

jossa

- $\eta$  on öljyn dynaaminen viskositeetti
- $\eta_x$  on viskositeettivakio =  $0,18 \cdot 10^{-3} \text{ Pa s}$
- $\rho$  on öljyn tiheys
- $T$  on öljyn lämpötila
- $VG$  on öljyn VG-luokitus (esim. VG 46).

Jos öljyn tiheyttä ei tunneta, voidaan käyttää arvoa  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ . Tunnetun tiheyden lämpötilariippuvuutta voidaan taas arvioida seuraavan yhtälön avulla: (Kivioja ym. 2004, 275)

$$\rho(T) = \rho_{20}[1 - 65 \cdot 10^{-5} \cdot (T - 20 \text{ }^{\circ}\text{C})], \quad (27)$$

jossa  $\rho_{20}$  on öljyn tiheys lämpötilassa  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Öljyjen viskositeetti riippuu myös paineesta; suurilla paineilla viskositeetti kasvaa. Paineen vaikutus viskositeettiin tulee kuitenkin merkittäväksi vasta suhteellisen suurilla paineilla, joita esiintyy esimerkiksi piste- tai viivakosketuksen elastohydrodynaamisessa voitelussa. Paineen vaikutusta viskositeettiin ei yleensä huomioida alle  $7 \text{ MPa}$  ( $70 \text{ bar}$ ) paineilla. Lisäksi suurissa paineissa tapaa olla korkeita lämpötiloja, mikä kompensoi öljyjen viskositeetin kasvua. Joissain tapauksissa ilmenevissä erittäin korkeissa paineissa, yli  $140 \text{ MPa}$  ( $1400 \text{ bar}$ ), jotkut öljyt muuttuvat plastisiksi kiinteiksi aineiksi. (Harnoy 2003, 41–42).

Viskositeetin painekäyttäytymistä kuvataan eksponentiaalisella funktiolla (Harnoy 2003, 42; Kivioja 2004, 149)

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha p}, \quad (28)$$

missä

- $p$  on öljyn paine
- $\eta_0$  on öljyn viskositeetti atmosfäärissä paineessa
- $\alpha$  on viskositeetin paine -eksponentti.

Viskositeetin paine -eksponentti riippuu paljon lämpötilasta, kuten viskositeettikin. Harnoy esittää paineviskositeetille mitattuja arvoja eri lämpötiloissa, jotka on listattu alla olevaan taulukkoon (ks. taulukko 1). (Harnoy 2003, 42.)

TAULUKKO 1. Viskositeetin paine -eksponentti eri voiteluaineille (Harnoy 2003, 42)

Neste	Lämpötila		
	38 °C	99 °C	149 °C
	$\alpha [10^{-8} \times \text{m}^2/\text{N}]$		
Esteri	1,28	0,987	0,851
Formuloitu esterit	1,37	1,00	0,874
Aromaattinen polyalkyyli	1,58	1,25	1,01
Synteettinen parafiiniöljy 1	1,77	1,51	1,09
Synteettinen parafiiniöljy 2	1,99	1,51	1,29
Synteettinen parafiiniöljy kulumista estävillä lisäaineilla 1	1,81	1,37	1,13
Synteettinen parafiiniöljy kulumista estävillä lisäaineilla 2	1,96	1,55	1,25
C-etteri	1,80	0,980	0,795
Nafteeninen jalo mineraaliöljy	2,51	1,54	1,27
Synteettinen hiilivety (kitkaneste)	3,12	1,71	0,937
Fluorisoitu polyeteeri	4,17	3,24	3,02

Jos viskositeetin paine -eksponentin arvoa ei tunneta, voitaneen öljylle käyttää yleisesti esimerkkinä käytettyä arvoa  $\alpha \approx 2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$  (Kivioja ym. 2004, 157; Harnoy 2003, 147–148).

### Teflon voiteluaineena

PTFE (polytetrafluorietyyleeni) eli teflon on kiinteä muovi, jota voidaan käyttää voiteluaineena. PTFE:n kitkakerroin on erittäin alhainen mitä tahansa materiaalia vasten ja se kestää hyvin korroosiota, mitkä ovat haluttuja liukulaakerimateriaalin ominaisuuksia. PTFE on kuitenkin pehmeä materiaali, joka viruu jo huoneenlämmössä eikä ole kovin kulutuskestävä, mikä rajoittaa sen käyttöä sellaisenaan. Yleensä pohjamateriaaliksi valitaan jokin kulutusta paremmin kestävä materiaali, kuten PEEK (poly-

eteenieteeniketoni), nylon, asetaalimuovi tai lasikuitu, johon sekoitetaan PTFE:ä lisäaineeksi. Tuloksena on komposiittirakenne, jossa pohjamateriaali kestää kulutusta ja kantaa kuorman PTFE:n toimiessa kosketuksen kiinteänä voiteluaineena. Komposiitin kulumiskestävyys voi olla jopa 1000-kertainen kitkakertoimen pysyessä yhtä alhaisena. (Harnoy 2004, 289–290.)

### **2.3.3 Kitka**

Kitka liittyy läheisesti mihin tahansa vaikuttavaan kulumismekanismiin tai voiteluun, kuin myös pinnan topografiaan ja pintakäsittelyyn. Kitka voidaan määritellä liikettä vastustavaksi ilmiöksi, kun kaksi kappaletta on kosketuksessa ja liikkuvat toisiinsa nähden. Kitkavuorovaikutuksen muuntuminen lämmöksi vaikuttaa voiteluaineiden suorituskykyyn sekä pinnan lujuusominaisuuksiin ja on siksi merkittävä tekijä kulumista tarkasteltaessa. (ASM Handbook Volume 11 1992, 145.)

Vaikka kitka ja kulumisen ilmenevät käytännössä aina yhtä aikaa, ovat ne teoriassa kaksi täysin eri ilmiötä. Toisin sanoen vaikka kitkakäyttäytymiseen johtavat prosessit saavat aikaan myös kulumista, voi kitkaa myös ilmetä ilman kulumista ja päinvastoin. (Popov 2010, 271.)

## **2.4 Voitelumekanismit**

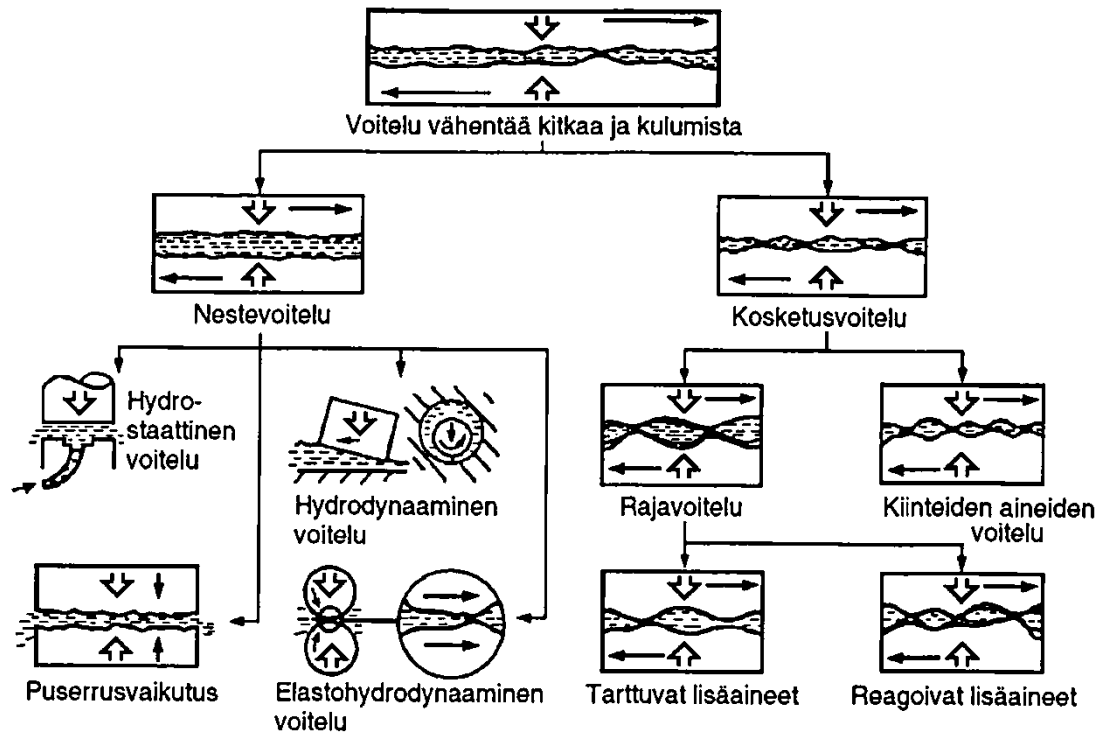
### **2.4.1 Voitelumekanismien jaottelu**

Voitelumekanismien jaottelu perustuu voiteluaineen kosketuspintoihin muodostaman ohuen voitelukalvon käyttäytymiseen. Kalvo voi estää toisiinsa painautuneiden pintojen kosketuksen osittain tai kokonaan. Erilaiset voitelumekanismit jaotellaan yleensä seuraaviin kolmeen luokkaan: (Kivioja ym. 2004, 131)

- Nestevoitelu – Pintojen välissä oleva voiteluaine erottaa pinnat täysin. Pintojen välinen kuorma välittyy pinnasta toiseen täysin voiteluaineeseen muodostuvan painejakauman kautta.
- Sekavoitelu – Pinnat ovat lähes voitelukalvon erottamat. Pintojen välinen kuorma välittyy tällöin osittain voiteluaineen kautta, mutta myös pintojen välistä kosketusta esiintyy.
- Rajavoitelu – Voiteluaine ei pysty erottamaan pintoja toisistaan ja pinnat ovat jatkuvasti kosketuksessa. Tätä voidaan kutsua myös kosketusvoiteluksi.

Voitelumekanismit voidaan jaotella myös yksityiskohtaisemmin, jolloin voitelumekanismit jakautuvat useampiin alalajeihin (ks. kuvio 11). Voitelun päälajit ovat nestevoitelu ja kosketusvoitelu. Nestevoitelun alalajeiksi katsotaan hydrostaattinen voitelu, hydrodynaaminen voitelu ja elastohydrodynaaminen voitelu. Kosketusvoiteluun kuuluvat taas erilaiset voiteluolosuhteet, joissa voitelumekaniikka riippuu koskettavien pintojen tai kiinteiden voiteluaineiden ominaisuuksista. Tällöin puhutaan yleensä rajavoitelusta tai sekavoitelusta. (Kivioja ym. 2004, 132.) Sekavoitelun katsotaan olevan rajavoitelun ja nestevoitelun välimuoto, eikä sille yleensä esitetä muuta määritelmää. Sekavoitelun sisällyttäminen rajavoiteluun olisi johdonmukaista, koska näiden voitelumekaniikan voidaan katsoa olevan samankaltainen.





KUVIO 11. Voitelumekanismien jaottelu (Kivioja ym. 2004, 132)

Pintojen välillä olevaa voiteluaineen virtausta kuvataan Reynoldsin differentiaaliyhtälön avulla (Kivioja ym. 2004, 134). Tässä opinnäytetyössä käytettiin yhtälön perusteella johdettuja malleja perehtymättä tarkemmin yhtälöiden johtamiseen tai virtausmekaniikkaan.

#### 2.4.2 Voitelukalvon minimipaksuus

Kulumisen ja kitkan minimoimiseksi voitelukalvon minimipaksuuden tulee olla suurempi kuin pinnan karheus. Minkä tahansa kosketuksen karheutta voidaan arvioida yhdistetyn pinnankarheuden avulla, joka lasketaan yhdistämällä pintojen karheudet neliöllisesti: (Harnoy 2003, 344.)

$$R_{\text{RMS}} = \sqrt{(R_{\text{RMS1}})^2 + (R_{\text{RMS2}})^2}, \quad (29)$$

jossa  $R_{\text{RMS1}}$  ja  $R_{\text{RMS2}}$  viittaavat koskettavien pintojen karheuksien neliöllisiin keski-  
poikkeamiin. Yleensä pintojen karheus ilmoitetaan aritmeettisen keskiarvon, eli  $R_a$ -  
arvon avulla. Kun pinnankarheuden profiilin huippujen voidaan katsoa olevan nor-  
maalijakautuneet, voidaan neliöllisen keskipoikkeaman ja aritmeettisen keskiarvon  
välille kirjoittaa seuraava yhteys: (Kivioja ym. 2004, 25–26)

$$R_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{\pi}{2}} R_a \approx 1,25 R_a. \quad (30)$$

Voitelukalvon paksuuden riittävyttä voidaan arvioida minimikalvonpaksuuden ja  
keskimääräisen pinnankarheuden yhdistävällä dimensiottomalla muuttujalla: (Har-  
noy 2003, 164.)

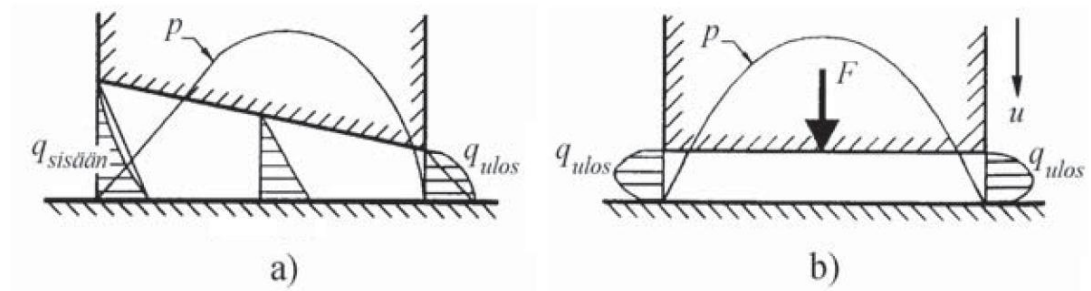
$$\Lambda = \frac{h_0}{R_{\text{RMS}}}. \quad (31)$$

Tavoiteltu suhdeluku  $\Lambda$  riippuu käyttöolosuhteista ja etenkin kuormituksen tyypistä.  
Hydrodynaamisessa voitelussa käytetään tyypillisesti suhdelukuja väliltä 10–100 ja  
elastohydrodynaamisessa voitelussa suhdeluvuksi riittää 3–5. (Harnoy 2003, 163–  
164, 344.)

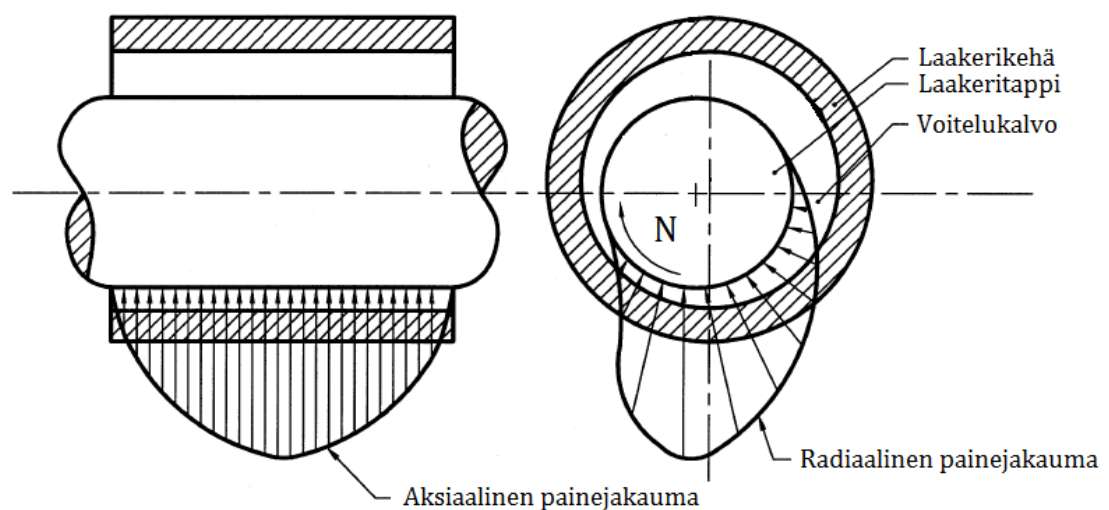
### 2.4.3 Hydrodynaaminen voitelu

Hydrodynaamisella voitelulla tarkoitetaan nesteen dynaamista ilmiötä, jossa kahden  
toisiinsa nähden liukuvan pinnan välille muodostuu ohut voiteluainekalvo, joka erot-  
taa pinnat täysin toisistaan. Voidellulla pinnalla liukuva taso ja säteisliukulaakeri ovat  
esimerkkejä hydrodynaamisesta voitelusta (ks. kuvio 12a ja 13). Näissä viskoosinen  
voiteluaine kulkeutuu kiilamaiseen rakoon nesteen tarttuessa liukuvassa liikkeessä  
oleviin kiinteisiin pintoihin. Kulkeutuminen on seurausta nesteeseen syntyvistä leik-  
kausjännityksistä ja nesteen pakkautuessa rakoon, muodostuu siihen hydrodynaami-

nen painejakauma. Myös kaksi toisiaan vastaan painautuvaa pintaa käyttäytyvät hydrodynaamisesti puserrusvaikutuksen johdosta (ks. kuvio 12b). (Harnoy 2004, 67–68.)



KUVIO 12. Painejakauma ja virtauksen nopeusprofiilit a) liukuvan tason ja b) puserrusvaikutuksen hydrodynaamisessa voitelussa (Kivioja ym. 2004, 133, muokattu)



KUVIO 13. Säteisliukulaakerin hydrodynaaminen painejakauma (Harnoy 2003, 7, muokattu)

Yllä olevissa kuvioissa pintojen välystä on liioiteltu, todellisuudessa välys on muutamia kymmeniä mikrometrejä, riippuen koskettavien pintojen suuruusluokasta. Stabiileissa olosuhteissa pintojen vällyksen voitelukalvo asettuu paksuuteen, jossa siihen muodostuvan painejakauman kuormituskyky vastaa ulkoista kuormaa. Kuormitusky-

ky on verrannollinen liukumisnopeuteen ja viskositeettiin. Lisäksi kuormituskyky kasvaa huomattavasti voitelukalvon ohentuessa. Jos pinnat ovat kuitenkin liian lähekkäin, pääsevät ne koskettamaan toisiaan ja pintojen välinen voitelukalvo rikkoontuu, jolloin kitka ja kulumisen lisääntyvät merkittävästi. Voitelukalvon ohuutta rajoittavat pinnan karheuden ulkonemat sekä kuormituksen iskut ja värinä. (Harnoy 2004, 7–8, 67–68.)

Hydrodynaamisen liukulaakerin hyvät kitka- ja kulumisominaisuudet tekevät siitä laajalti koneenrakennuksessa käytetyn osan. Hydrodynaamisella voitelulla on kuitenkin seuraavat kolme merkittävää puutetta, jotka rajoittavat sen käyttöä: (Harnoy 2004, 7–9)

- Hydrodynaaminen voitelu vaatii tietyn miniminopeuden pintoja erottavan voitelukalvon muodostumiseksi. Ongelmaksi muodostuvat etenkin käynnistys ja pysäytys tilanteet, jolloin nopeudet ovat alhaiset. Tällöin esiintyy liukuvien pintojen kosketusta ja kitkavoimat sekä kulumisen lisääntyvät.
- Hydrodynaaminen voitelu vaatii jatkuvan voiteluainevirran. Voitelun pettäessä liukuvat pinnat hankaavat toisiaan muodostaen paljon lämpöä, johtaen laakeripintojen sulamiseen ja yhtäkkisiin vikaantumisiin.
- Hydrodynaamisesti voideltu kosketus on joustava radiaalisen siirtymän suhteen, joka rajoittaa sen käyttöä tarkkuutta vaativissa sovelluksissa. Dynaamiset kuormitukset voivat myös johtaa joustavan laakerin epävakauteen.

Hydrodynaamista voitelua voidaan mallintaa Reynoldsin yhtälön avulla. Tarkasteltavan laakeripinnan ollessa hyvin pitkä ( $L \gg D$ ) tai lyhyt ( $L \ll D$ ), voidaan laakerin olettaa käyttäytyvän äärettömän pitkän tai lyhyen laakerin tavoin. Tällaisen yksinkertaistetun laakerin tapauksessa Reynoldsin yhtälö supistuu analyyttisesti ratkaistavaan muotoon. Liukulaakerin mittasuhteiden ollessa äärelliset ( $L \approx D$ ), ei vastaavanlaisia yksinkertaistuksia voi tehdä. Äärellisen laakerin tapauksessa virtausten kolmiulottei-

suus muodostuu merkittäväksi tekijäksi ja voitelun mallintaminen vaatii Reynoldsin yhtälön ratkaisemisen numeerisesti. (Harnoy 2003, 68, 71.)

Erityisten sovellusten tapauksessa saattavat myös hydrodynaamiseen teoriaan liittyvät oletukset monimutkaistaa laskentaa. Harnoy (2004, 69–71) luettelee seuraavat kymmenen teorian sisältämää oletusta ja käy yksityiskohtaisesti läpi niiden perustelut: (Harnoy 2004, 69–71)

1. Virtaus on laminaarista.
2. Voiteluaine on jatkuva, Newtoninen ja kokoonpuristumaton.
3. Neste tarttuu kiinteään pintaan rajapinnassa ja kosketus ei luista. Toisin sanoen nesteen rajapinnan nopeus on sama kuin pinnan vastaava nopeus.
4. Virtauksen nopeuskomponentti voitelukalvon paksuussuunnassa on mitätön verrattuna voitelukalvon tason suuntaisiin nopeuskomponentteihin.
5. Virtauksen nopeusgradientit voitelukalvon tason suunnassa ovat mitättömät verrattuna voitelukalvon paksuussuunnan nopeusgradienttiin.
6. Säteislaakerin kaarevuus voidaan jättää huomioimatta, kun voitelukalvon paksuus on pieni kaarevuussäteeseen nähden.
7. Paine voitelukalvon paksuussuunnassa on vakio.
8. Painovoiman vaikutus nesteen käyttäytymiseen on mitätön verrattuna viskoosisiin voimiin.
9. Nesteen inertia on mitätön verrattuna viskoosisiin voimiin.
10. Nesteen viskositeetti on vakio.

Harnoy (2004, 70–71) mukaan yhdeksän ensimmäistä oletusta ovat täysin oikeutettuja, koska näiden vaikutukset ovat mitättömät tarkasteltaessa useimpia käytännönläheisiä öljyllä voideltuja liukulaakereita. Kymmenes oletus on kuitenkin esitetty vain analysoinnin yksinkertaistamiseksi, vaikka tiedetään hyvin että voiteluaine lämpenee hydrodynaamisessa voitelussa ja lämmön muutoksella on suora vaikutus voiteluaineen viskositeettiin. Käytännön sovelluksista saadut tulokset kuitenkin vahvistavat,

että käyttämällä viskositeetille vakioarvoa voidaan saada suhteellisen tarkkoja tuloksia tavallisille liukulaakereille. Viskositeetin määrittämiselle on useita tapoja, mutta yleensä se määritetään käyttämällä voiteluaineen syöttö- ja poistolämpötilojen keskiarvon mukaista viskositeettia. (Harnoy 2003, 70–71.)

#### 2.4.4 Hydrodynaaminen äärellisen leveä säteisliukulaakeri

Äärellisen leveällä liukulaakerilla tarkoitetaan laakeria, jonka pituus ja leveys ovat samaa suuruusluokkaa ( $L/D \approx 1$ ). Ensimmäinen ja tunnetuin ratkaisu tällaiselle laakerille on Raimondin ja Boydin vuonna 1958 julkaisemissa kokoelmassa dimensiottomia suunnittelukaavioita ja -taulukkoja. Kaavioista ja taulukoista voidaan lukea useita voitelukalvon toimintaan liittyviä dimensiottomia parametreja Sommerfeldin luvun  $S$  funktiona. Sommerfeldin luku on myös dimensioton ja se määritellään seuraavasti: (Harnoy 2003, 161)

$$S = \left( \frac{R}{c} \right)^2 \frac{\eta N}{P}, \quad (32)$$

jossa

$R$	on laakerin säde
$c$	on laakerin radiaalinen välys
$N$	on laakerin pyörimisnopeus
$P$	on laakerin keskimääräinen paine
$\eta$	on voiteluaineen dynaaminen viskositeetti.

Laakerin keskimääräinen paine lasketaan sen kuormituksen ja poikkipinta-alan perusteella seuraavasti: (Harnoy 2003, 162)

$$P = \frac{W}{2RL} = \frac{W}{DL}, \quad (33)$$

jossa

$W$  on laakerin kantama kuorma (voima)

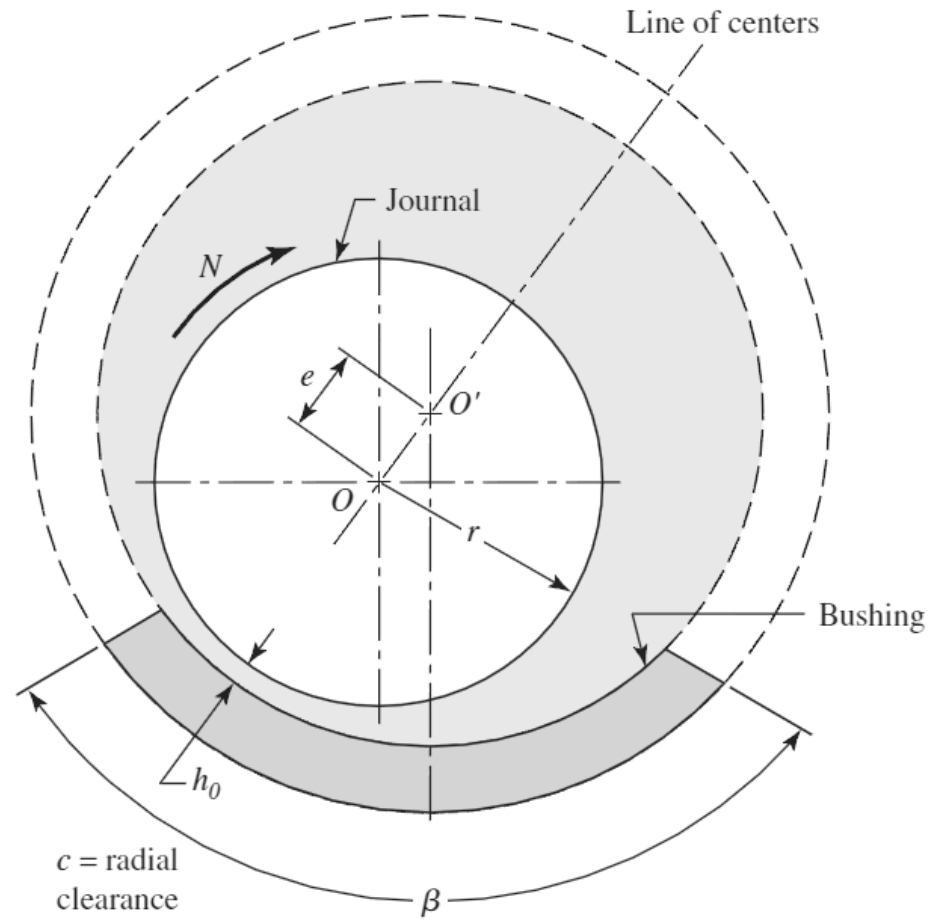
$D$  on laakerin halkaisija (leveys)

$L$  on laakerin pituus.

Harnoy (2003, 162) huomauttaa, että käytettäessä Sommerfeldin luvun yhtälöä 33 on yksiköihin kiinnitettävä huomiota, jotta luvusta tulee varmasti dimensioton. Lisäksi yhtälöstä voidaan nähdä, että laakerin välyksellä on suuri merkitys sen kuormankantokykyyn, koska se on verrannollinen välyksen  $R$  ja akselin säteen  $c$  suhdeluvun neliöön. Yleisesti käytössä oleva empiirinen suositus suhdeluvulle  $R/c$  on noin 1000. Laakereille, joiden pituus–leveys-suhde  $L/D \approx 0,6$  sekä nopeus suuri tai kuormitus iskumaista, voidaan käyttää myös seuraavaa tarkempaa yhtälöä: (Harnoy 2003, 162–163.)

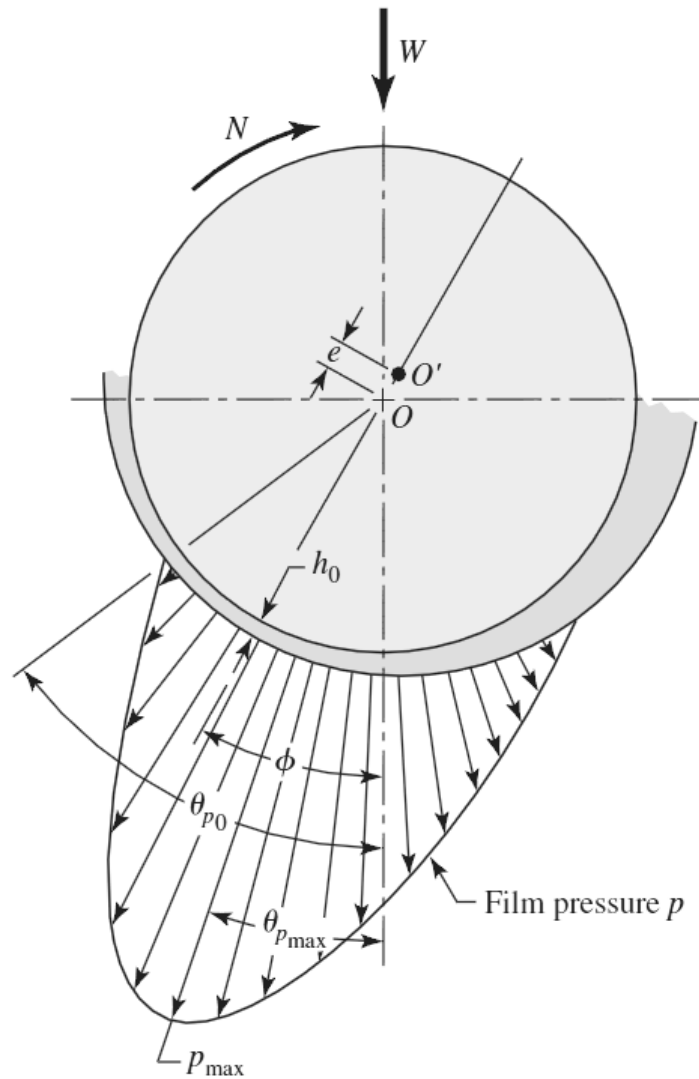
$$\frac{c}{D} = 0,0009 + \frac{N}{83000} . \quad (34)$$

Alla olevassa kuviossa on esitetty osittainen liukulaakeri (ks. kuvio 14). Liukulaakerin täydellisyyttä kuvataan sen kaarikulmalla  $\beta$ . Kaarikulma  $\beta = 360^\circ$  vastaa täydellistä ja  $\beta < 360^\circ$  osittaista liukulaakeria. Vaikka osittainen liukulaakeri ei kykene kannattamaan kuormaa kuin tiettyyn suuntaan, on sillä kaksi merkittävää etua täydelliseen liukulaakeriin verrattuna. Ensinnä voiteluaineen viskoosinen kitka on pienempi, koska se pääsee poistumaan helpommin voitelualueelta ja toiseksi parempi öljyn kiertävyys parantaa kitkalämmön poistumista. Laakeri käy siis energiatehokkaammin ja viileämmin. Lisäksi osittainen pinta-ala ei juuri vaikuta laakerin kuormankantokykyyn. (Harnoy 2003, 164–165.) Kuormankantokyky perustuu voitelukalvoon muodostuvaan painejakaumaan, joka muodostuu vain tietylle puolelle säteislaakeria (ks. kuvio 15).



KUVIO 14. Liukulaakerin kaarikulma ja kalvonpaksuuden vaikutus epäkeskisyyteen (Shigley ym. 2004, 614)





KUVIO 15. Hydrodynaamisen voiteluainekalvon painejakauma lyhyessä liukulaakerissa (Shigley ym. 2004, 626)

Kuviossa 15 on esitetty useita voitelun toimivuuden kannalta oleellisia muuttujia. Raimondin ja Boydin numeeriset ratkaisut Reynoldsin yhtälölle sisälsivät 45 yksityiskohtaista kaaviota ja 6 taulukollista numeerista tietoa. Julkaisuista löytyy ratkaisut pituus–halkaisija-suhteille ( $L/D$ ) 1:4, 1:2, 1:1 ja  $\infty$  sekä liukulaakerin kaarikulmille  $\beta = 360^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $120^\circ$  ja  $60^\circ$ . (Shigley ym. 2004, 622.) Tuntemalla tietyn laakerin Sommerfeldin luku, pituus–halkaisija-suhde ja kaarikulma, voidaan Raimondin ja Boydin

kaavioista lukea seuraavat kymmenen dimensiota muuttujaa: (Harnoy 2003, 165–180)

1. Voitelukalvon minimikalvonpaksuus–vällys-suhde ( $h_0/c$ ), josta saadaan ratkaistua muodostuvan voitelukalvon ohuimman kohdan paksuus. Laakerin epäkeskisyys saadaan myös helposti tämän suhdeluvun avulla ( $\varepsilon = 1 - h_0/c$ ).
2. Voitelukalvon minimipaksuuden kohta, joka ilmaistaan kulmana ( $\phi$ ) radiaali-kuorman suuntaan nähden.
3. Kitkakerroinmuuttuja ( $\mu R/c$ ), josta voidaan ratkaista laakerin kitkakerroin.
4. Voiteluaineen virtausmuuttuja ( $Q/cLNR$ ), josta saadaan ratkaistua laakerin läpi virtaava voiteluaineen kokonaisvirtausmäärä.
5. Voiteluaineen sivuttaisvirtauksen suhde kokonaisvirtausmäärään nähden ( $Q_s/Q$ ).
6. Lämpötilannousun muuttuja ( $cp\Delta T/P$ ), jonka avulla voidaan määrittää voiteluaineen lämpötilan nousu ( $^{\circ}\text{C}$ ) kitkan vaikutuksesta.
7. Keskimääräisen paineen suhde paineen maksimiin nähden ( $P/p_{\max}$ ), josta saadaan helposti voiteluaineessa vallitseva maksimipaine.
8. Painejakauman maksimin kohta, joka ilmaistaan kulmana ( $\theta_{p_{\max}}$ ) radiaali-kuorman suuntaan nähden.
9. Painejakauman päättävän pisteen kohta, joka ilmaistaan kulmana ( $\theta_{p0}$ ) radiaali-kuorman suuntaan nähden.
10. Optimaalinen minimikalvonpaksuus–laakerivällys-suhde ( $h_0/c$ ) laakerin kaarikulman ( $\beta$ ) funktiona, kun haetaan suurinta kuormankantokykyä tai pienintä kitkakerrointa.

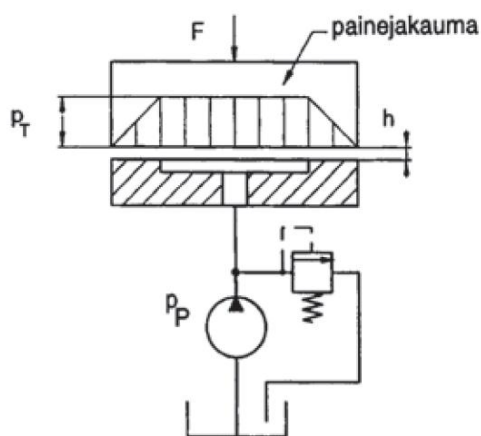
Tässä opinnäytetyössä tarvittiin Raimondin ja Boydin kaavioista vain laakerin suhdeluvulle  $L/D = 1$  olevia ratkaisuja. Sattumalta Harnoy (2003, 164–179) esittää juuri nämä kaaviot julkaisussaan, joten ei ollut tarpeellista tutustua Raimondin ja Boydin alkuperäisiin julkaisuihin. Lisäksi voidaan löytää vastaavat kaaviot kokonaisille liuku-

laakereille ( $\beta = 360^\circ$ ) eri leveyden ja pituuden suhdeluvuilla Shigleyn ym. (2004, 626–634) teoksesta. Kaaviot vaativat paljon tilaa, joten ne on esitetty liitteessä 2.

Raimondin ja Boydin julkaisujen käyttäminen on ilmeisesti edelleen yksinkertaisin ja kätevin tapa lähestyä äärellisen leveän liukulaakerin ongelmaa, sillä näihin viitataan suhteellisen tuoreissakin julkaisuissa (Shigley ym. 2004, 621–622; Harnoy 2003, 161–165). Nykyisin ongelmaa voitaneen kuitenkin tarvittaessa lähestyä virtausmekaniikka numeerisesti mallintavien tietokoneohjelmien avulla.

#### 2.4.5 Hydrostaattinen voitelu

Hydrostaattisessa voitelussa koskettavien pintojen väliin luodaan korkea paine ulkoisen painelähteen avulla. Paineistettu voiteluaine ohjataan kappaleiden kosketuspintojen alle painetaskuihin, joista voiteluainetta kulkeutuu pois jatkuvana virtana kappaleiden väliin muodostuneen raon kautta (ks. kuvio 16).



KUVIO 16. Hydrostaattinen laakerointi (Kivioja ym. 2004, 159)

Ulkoinen painelähde tarkoittaa yleensä ulkoista pumppua ja siten monimutkaisempaa sekä kalliimpaa järjestelmää. Järjestelmän monimutkaisuus ja hinta rajoittavatkin hydrostaattisen voitelun käytön vain erityiskohteisiin. (Harnoy 2003, 9–11.)

Hydrostaattisessa voitelussa voiteluainekalvo erottaa millä tahansa nopeudella toisiinsa nähden liukuvat pinnat täysin toisistaan, mukaan lukien tilanne jossa pinnat ovat pysähdyksissä. Hydrostaattisessa voitelussa ei siten esiinny ongelmaa kitkan ja kulumisen kanssa alhaisilla nopeuksilla, kuten hydrodynaamisen voitelun tapauksessa. Hydrostaattisesti voideltu laakeri on myös jäykkä, joten sitä voidaan käyttää tarkkuutta vaativissa sovelluksissa. Lisäksi hydrostaattisen voitelun välykset ovat suhteellisen suuret, jolloin pintojen viimeistelyn tarkkuus sallii suurempia karheuksia ja muotoleransseja. (Harnoy 2003, 9–12.)

#### **2.4.6 Elastohydrodynaaminen voitelu**

Elastohydrodynaaminen (EHD) voitelu liittyy koneenosiin, joissa kuormitus jakaantuu hyvin pienelle kosketuspinta-alalle. Esimerkiksi vierintälaakerit, hammaspyörät ja nokka-akselit kuuluvat näihin koneenosiin. Pienelle kosketusalalle jakaantuneesta kuormasta seuraa hyvin korkeita pintajännityksiä, joiden seurauksena koskettavissa pinnoissa ilmenee elastista muodonmuutosta. EHD voiteluksi kutsutaan voitelun dynamiikkaa, joka ottaa huomioon nämä elastiset muodonmuutokset ja voiteluaineen viskositeetin muutokset kovan paineen alla. (Popov 2010, 219.)

Sopivissa nopeuden, kuorman ja voiteluaineen viskositeetin muodostamissa olosuhteissa, voi EHD voitelukalvo erottaa toisiaan vastaan vierivät pinnat täysin toisistaan. Voitelun mekaniikka perustuu kosketuspintojen väliin jääneen öljyn hydrodynaamiseen puserrusvaikutukseen. Tällöin pintojen kosketuksesta johtuva adhesiivinen tai abrasiivinen kulumisen on lähes olematonta. Myös sekavoitelu, jossa kosketus toimii vain osittain elastohydrodynaamisesti, vähentää kulumista huomattavasti verrattuna raja- tai kuivavoiteluun. Teoreettisesti EHD voitelukalvon painejakauma on lähes Hertzin pintapaineen mukainen, joten sen ei yleensä oleteta vaikuttavan pinnan väsymisestä johtuvaan kulumiseen. Käytännössä voitelukalvo toimii kuitenkin vaimentimena ja vähentää iskuista ja tärinästä aiheutuvaa kuormitusta, parantaen väsymiselinikää. (Harnoy 2003, 342–343.)

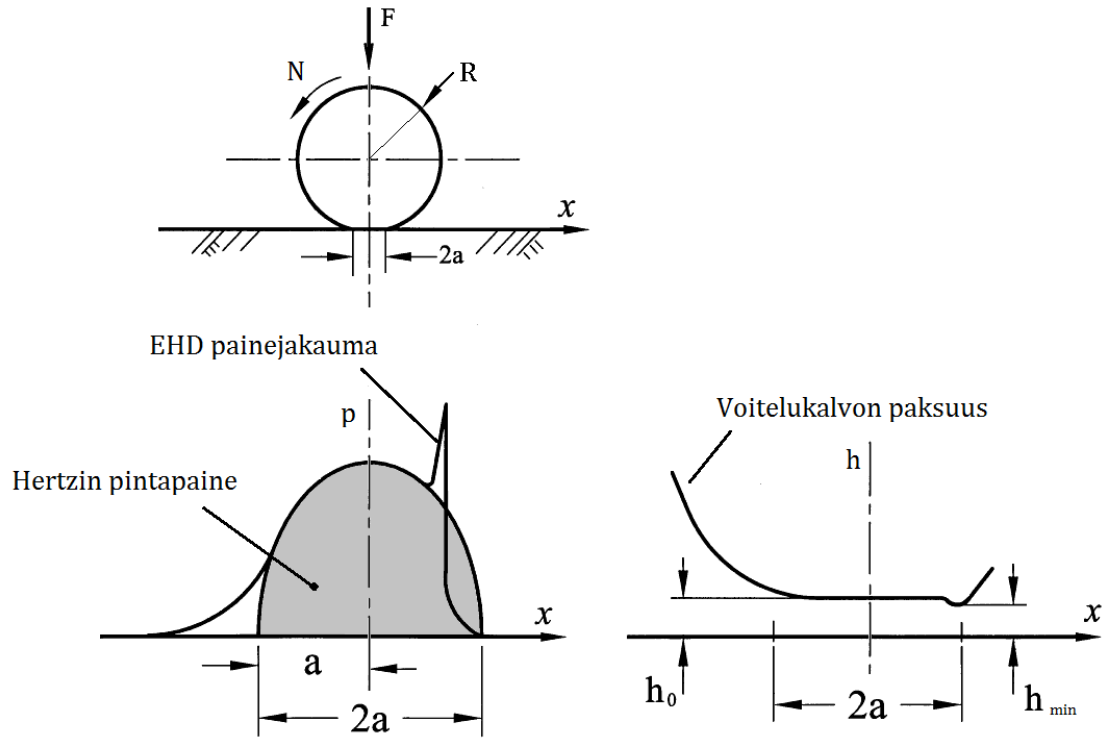
Hydrodynaamista voitelua tarkasteltaessa lueteltiin teoriaan liittyvät kymmenen oletusta (ks. luku 2.4.3). EHD voitelu poikkeaa näistä kahdella tavalla: (Harnoy 2003, 343)

- EHD kalvonpaksuus riippuu kappaleiden elastisista ominaisuuksista, eli koskettavien pintojen kimmokertoimesta  $E$  ja Poissonin luvusta  $\nu$ .
- Kosketuspinnan paine on niin korkea, että voiteluaineen viskositeetti muuttuu merkittävästi. Voitelukalvon paksuus riippuu siten paitsi voiteluaineen dynaamisesta viskositeetista  $\eta$ , myös viskositeetin paine -eksponentista  $\alpha$ .

EHD voitelukalvon paksuuden laskemiseksi löytyi useita empiiriseen tietoon perustuvia laskentatapoja. Laskentamenetelmiä löytyy viiva- ja pistekosketukselle niin vierivässä, kuin puristuvassa kosketuksessa. Löydettyissä laskentamenetelmissä esiintyvät muuttujat olivat hyvin samankaltaisia. (Popov 2010, 219–222; Kivioja ym. 2004, 149–158; Harnoy 2003, 345–361.) Tässä opinnäytetyössä tarkasteltiin EHD voitelua vain laakerirullan kosketuksessa, joten EHD voitelukalvon paksuuden määrittäminen vierivässä viivakosketuksessa on riittävää. Tähän käytettiin Harnoy'n (2003, 345–361) esittämää laskentatapaa, koska hänen esityksessään muuttujien kuvaukset olivat selkeämmät muihin löydettyihin malleihin verrattuna.

### **EHD voitelu vierivässä viivakosketuksessa**

Kuviossa 17 on esitetty EHD voitelukalvon paksuuden yhteys syntyvään painejakaumaan. Kuvioissa vierimissuunta on oikealta vasemmalle ja kosketusleveyttä huomattavasti liioiteltu. Voitelukalvon paksuus on vakio koko kosketuspinnalla, lukuun ottamatta aluetta lähellä voitelukalvon ulostuloa. Poikkeaman saa aikaan EHD painejakaumaan muodostuva piikkiarvo, jonka seurauksena voitelukalvo ohenee minimiarvoonsa. Muilta osin EHD painejakauma on hyvin yhteneväinen Hertzin pintapaineen kanssa (kuviossa 17 harmaa alue). Mitä suurempi kosketuksen vierintänopeus, sitä suurempi on myös muodostuva painepiikki. (Harnoy 2003, 344.) Laskentamenetelmiä EHD painejakauman piikkiarvon arvioimiseksi ei löydetty.



KUVIO 17. Voitelukalvon paksuus ja painejakauma EHD voidellussa vierintäkosketuksessa (Harnoy 2003, 344, muokattu)

Harnoy (2003, 345–346) esittää seuraavat yhtälöt minimikalvonpaksuudelle  $h_{\min}$  ja kalvonpaksuudelle kosketuksen keskellä  $h_0$ :

$$\frac{h_{\min}}{R_x} = \frac{1.714 \bar{U}_r^{0,694} (\alpha E_{\text{ekv}})^{0,568}}{\bar{W}^{0,128}} \quad (35)$$

ja

$$\frac{h_0}{R_x} = \frac{2.922 \bar{U}_r^{0,694} (\alpha E_{\text{ekv}})^{0,470}}{\bar{W}^{0,166}}, \quad (36)$$

joissa

$\alpha$  on viskositeetin paine -eksponentti

- $R_x$  on kosketuksen yhdistetty kaarevuussäde  
 $E_{ekv}$  on kosketuksen yhdistetty kimmokerroin  
 $\bar{U}_r$  on dimensioton vierintänopeus  
 $\bar{W}$  on dimensioton kuormitus.

Dimensiottomien termien käyttäminen mahdollistaa yhtälöiden käytön missä tahansa yksikköjärjestelmässä. Yhtälöissä 36 ja 37 esiintyvät dimensioton vierintänopeus ja kuormitus määritellään seuraavasti: (Harnoy 2003, 345)

$$\bar{U}_r = \frac{\eta_0}{E_{ekv} R_x} U_r \quad (37)$$

$$\bar{W} = \frac{1}{E_{ekv} R_x L} W, \quad (38)$$

joissa

- $\eta_0$  on öljyn dynaaminen viskositeetti atmosfäärisessä paineessa  
 $W$  on kuorma  
 $U_r$  on kosketuksen vierintänopeus  
 $L$  on viivakosketuksen pituus.

Yhdistetyn kaarevuussäteen ja yhdistetyn kimmokertoimen laskenta esitettiin jo kosketusmekaniikan yhteydessä (ks. luku 2.2.3, yhtälö 15). Harnoy (2003, 345–346) esittämissä yhtälöissä yhdistetty kimmokerroin  $E_{ekv}$  määritellään kuitenkin:

$$\frac{2}{E_{ekv}} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}. \quad (39)$$

Jos koskettavat pinnat ovat samaa materiaalia, supistuu yhtälö 40 muotoon

$$E_{\text{ekv}} = \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \quad (40)$$

Tähän vaihtoehtoiseen määritelmään voi törmätä muissakin lähteissä ja esimerkiksi Kivioja ym. (2004, 26–34) käyttävät yhdistetyn kimmokertoimen molempia muotoja eri yhteyksissä.

#### 2.4.7 Kosketusvoitelu

Määritelmän mukaan pintoja erottavan voitelukalvon paksuuden ollessa samaa suuruusluokkaa pinnankarheuden kanssa, on kyseessä seka- tai rajavoitelu (ks. luku 2.4.1). Kosketusvoitelussa pintojen välinen voitelukalvo ei kykene erottamaan täysin koskettavia pintoja, jolloin mikroskooppisesti karheiden pintojen ulkonemien välillä ilmenee adhesiivista vuorovaikutusta ja ulkonemat muovautuvat plastisesti aiheuttaen kitkaa ja kulumista. Rajavoitelussa voiteluaineena toimii parhaiten kiinteitä ainesosia sisältävät voiteluaineet. Toisin kuin öljy, nämä kiinteät ainesosat eivät pääse puristumaan täysin pois pintojen välistä vaan muodostavat plastisessa tilassa olevan voitelukalvon. (Popov 2010, 218–219.)

Rajavoitelu on riittävä kulumista hillitsevä voitelumekanismi, kun kuorma on kevyt ja nopeudet pieniä. Erillistä voitelua ei välttämättä tarvitse ollenkaan, jos käytetään itsevoitelevia laakerimateriaaleja. Tällaisen laakerimateriaalin sanotaan toimivan kuivana, vaikka todellisuudessa pintojen välillä kuitenkin on voitelukalvo. Voitelukalvo muodostuu laakerimateriaaliin sitoutuneiden kiinteiden tai nestemäisten voiteluaineiden leviämisestä kosketuspinnalle. Harnoyn mukaan on kuitenkin syytä muistaa, että kiinteät voiteluaineet eivät edesauta kitkalämmön johtumista pois kosketusalueelta. (Harnoy 2003, 5, 47.)

Kuivana tai rajavoideltuna toimivan laakerin käyttöä rajoittavat pintojen liukumisnopeus ja laakerin keskimääräinen pintapaine. Näiden lisäksi käytetään kitkalämpene-



mistä kuvaavaa PV-arvoa, jossa lyhenne PV tulee keskimääräisen pintapaineen ja liukumisnopeuden symboleista  $P$  ja  $V$ , joiden tuloon PV-arvoa verrataan. Kaikille kolmelle mitoitusarvolle löytyy yleensä ylärajat materiaalienkohtaisesti. Tässä työssä suositetaan liukumisnopeuden merkitsemistä Harnoy'n tapaan symbolilla  $U$ , jolloin rajoittelun kolme rajoittavaa muuttujaa ovat listattuna seuraavat: (Harnoy 2003, 5–6)

$P$  on pintojen välisen kosketuspaineen keskiarvo

$U$  on pintojen suhteellinen liukumisnopeus

$PV$  on kitkalämpenemistä kuvaava arvo.

Kitkalämpenemistä ja pintojen adheesiota on käsitelty tarkemmin seuraavassa luvussa. Kosketusvoitelussa merkittävänä ilmiönä ovat etenkin abrasiivinen ja adhesiivinen kuluminen.

## 2.5 Kuluminen

### 2.5.1 Kulumismekanismit

Kulumisen määritelmä on laaja ja sen luokittelulle on useita eri tapoja. Fenomenologinen, eli ilmiötä kuvaava lähestymistapa on jaotella kulumisen kuluneiden pintojen ulkonäön makroskooppisen kuvauksen avulla. Esimerkiksi naarmuuntuminen, hertyminen, kovertuminen tai kuoppaantuminen kuuluvat tähän jaotteluun. Vaikka kuvaus voi olla hyvin osuva, ei se kuvaa ilmiön fysikaalista mekanismia ja vaikeuttaa siten kulumista ehkäisevien keinojen löytämistä. (ASM Handbook Volume 11 1992, 145.)

Kiviojan ym. (2004 100) mukaan jaottelu voidaan tehdä myös koskettavien pintojen suhteellisen liikkeen pohjalta. Tällöin erityyppisiä kulumismekanismeja ovat esimerkiksi liukumis-, vierintäkosketus-, isku- tai värähtelykuluminen. Kivioja ym. (2004 100–101) lisäävät vielä lujuusopillisen kulumistarkastelun kahteen edellä mainittuun

luokkaan, jolloin veto-, puristus-, taivutus- tai vääntöjännitysten aiheuttamat vikaantumiset kuuluisivat liikkeen pohjalta tehtyyn kulumisluokitteluun ja esimerkiksi hausrasmurtuminen ilmiötä kuvaavaan jaotteluun.

Kolmas tapa luokitella kulumisen on jaotella ilmiöt niissä keskeisesti vaikuttavan kulumismekanismin pohjalta. Todellisen kulumismekanismin mukainen kuvaus on laajalti hyväksytty ja käytetty tapa, joka on esillä useissa eri julkaisuissa. Tätä tapaa monimutkaistaa kuitenkin seikka, että useampi kuin yksi kulumismekanismi voi vaikuttaa yhtä aikaa ja tarvittavaa tietoa kulumismekanismin tunnistamiseen ei ole aina saatavilla. (ASM Handbook Volume 11 1992, 145.) Kulumismekanismit jaotellaan yleensä seuraaviin neljään luokkaan: (Popov 2010, 271)

- **Abrasiivinen kuluminen**

Kaksi selvästi eri kovuista materiaalia ovat kosketuksessa tai väliaineessa on kovia partikkeleita.

- **Adhesiivinen kuluminen**

Ilmenee niin erikovuisten, kuin yhtä kovien materiaalien kosketuksessa.

- **Tribokemiallinen kuluminen**

Liittyy kuluvan pinnan kemialliseen muokkautumiseen ja siitä johtuvaan eroosioon, mistä käytetään usein myös nimitystä korroosio.

- **Väsymiskuluminen**

Ilmenee pinnan toistuvassa kuormituksessa joko liukuvassa tai vierivässä kosketuksessa. Yksittäiset kuormitukset eivät aiheuta pintaan merkittäviä muutoksia.

## 2.5.2 Abrasiivinen kuluminen

Abrasiivista kulumista ilmenee, kun kovat partikkelit väliaineessa tai kappaleen pinnan ulkonemissa vierivät tai liukuvat paineen alla toista pintaa vasten leikaten samalla kuluvan materiaalin pintaa. Metallin mikroskooppinen leikkaantuminen kuvaa si-

ten hyvin vaikuttavaa ilmiötä, mutta raskaasti kuormitetussa kosketuksessa voi muodostua myös makroskooppisia kulumispartikkeleita. (Wulpi 1999, 162–173.) Kappaletta, johon kovat hiukkaset ovat kiinteästi sulautuneet, sanotaan abrasiiviseksi kappaleeksi ja kuluvaan pehmeäksi. Näiden kosketuksessa ilmenevä kulumisen tunnetaan kahden kappaleen kulumisena. Toinen tunnettu abrasiivisen kulumisen muoto on kolmen kappaleen abrasiivinen kulumisen, jossa kuluttavat partikkelit kulkeutuvat irtonaisina kappaleiden välissä. (Popov 2010, 272–273). Kahden kappaleen abrasiivinen kulumisen kehittyä yleensä kolmen kappaleen abrasiiviseksi kulumiseksi, kun kappaleista irronneet kulumispartikkelit muokkauslujittuvat kulkeutuessaan kappaleiden välissä. Nämä kulumispartikkelit voivat olla myös muiden kulumismekanismien tuottamia tai epäpuhtauksia väliaineessa. (Kivioja ym. 2004, 109.)

Abrasiivista kulumisnopeutta voidaan arvioida Archardin kulumisyhtälön avulla. Yhtälön mukaan kulunut tilavuus  $V$  voidaan laskea seuraavasti: (Popov 2010, 273)

$$V = k_{\text{abr}} \frac{F_N x}{\sigma_0}, \quad (41)$$

jossa

$F_N$  on normaalivoima

$\sigma_0$  on materiaalin kovuus

$x$  on liukumismatka

$k_{\text{abr}}$  on kosketusgeometriasta riippuva kulumiskerroin.

Kahden kappaleen abrasiivisessa kulumisessa kulumiskertoimen arvo on tyypillisesti  $6 \cdot 10^{-2}$  ja  $6 \cdot 10^{-3}$  väliltä, kun taas kolmen kappaleen abrasiivisessa kulumisessa kerroin on yhden kertaluokan pienempi (Popov 2010, 273).

Toinen tapa arvioida abrasiivista kulumisnopeutta perustuu kosketuksen kitkaenergiaan. Tässä mallissa kulumisnopeus on verrannollinen materiaaliin absorboituneen kitkaenergian ja materiaalin kovuuden suhteeseen. Kulunut tilavuus voidaan esittää tällöin seuraavasti: (Popov 2010, 275)

$$V = k' \frac{\mu F_N}{\sigma_0} x = k' \frac{W_\mu}{\sigma_0}, \quad (42)$$

jossa

$W_\mu$  on kitkatyö

$k'$  on kulumiskerroin.

Yhtälöä 43 voidaan käyttää myös adhesiivisen kulumisen arviointiin ja sitä pidetään usein yleisenä kulumislakina monille erityyppisille kulumismekanismeille (Popov 2010, 275).

### 2.5.3 Adhesiivinen kuluminen

Adhesiiviista kulumista ilmenee, kun kaksi karheaa pintaa liukuu toisiinsa nähden ja pintojen ulkonemat koskettavat toisiaan muodostaen adhesiivisia liitoksia. Adhesiivisella liitoksella tarkoitetaan koskettavien pintojen hitsautumista kiinni toisiinsa kitkalämmön vaikutuksesta. Koskettavat pinnat ovat hyvin pieniä, joten mikrohitsautuminen kuvaa hyvin tätä ilmiötä. (Wulpi 1999, 173–174.) Toinen kuvaava adhesiivisen ilmiön kutsumanimi on kylmähitsautuminen (Kivioja ym. 2004, 105).

Kuluminen tapahtuu varsinaisesti adhesiivisten liitosten leikkaantuessa, jolloin materiaalia siirtyy pinnalta toiselle tai jää irtonaisena väliaineeseen. Se mistä kohtaa liitos repeää, vaikuttaa kulumisnopeuteen ja kulumispartikkelien muodostumiseen. (Kivioja ym. 2004, 105.)

Adhesiivista kulumisnopeutta voidaan arvioida Holm–Archard-yhtälön avulla. Yhtälö on täysin samaa muotoa Archardin-yhtälön kanssa, joka on johdettu abrasiiviselle kulumiselle. (Popov 2010, 277.) Nimityksen eroavaisuus johtunee siitä, että yhtälöt on johdettu eri lähtöoletuksista. Holm–Archard-yhtälön mukainen kulunut tilavuus voidaan laskea seuraavasti: (Popov 2010, 277)

$$V = k_{adh} \frac{F_N x}{\sigma_0}, \quad (43)$$

jossa  $k_{adh}$  on kulumiskerroin.

Adhesiivista kulumista ilmenee myös voideltujen pintojen kosketuksessa. Ainoastaan olosuhteissa, joissa voiteluaine erottaa pinnat täydellisesti, ei ilmene adhesiivista kulumista. (Wulpi 1999, 174.) Voitelemattomien ja adhesiivisesti tarttuvien metallien välinen kulumiskerroin on suuruusluokaltaan 0,001. Hyvän voiteluaineen avulla tai käyttämällä toisiinsa tarttumattomia metalleja, voi kulumiskerroin olla 1 000–10 000 kertaa pienempi. (Popov 2010, 277.)

#### 2.5.4 Muovin kuluminen

Muovit ovat polymeeriseoksia, joita käytetään tyypillisesti alhaisesti kuormitetuissa sovelluksissa. Muovit ovat yleensä halvempia ja niillä on sopivat fysikaaliset ominaisuudet liukukosketuksessa metalleihin verrattuna. Muovit kestävät tyypillisesti huomasti suuria kuormituksia eivätkä juuri johda lämpöä. Näistä johtuvina ongelmia ovat viruminen ja kitkalämpeneminen liukulaakerisovelluksissa. (Harnoy 2003, 283–289.)

Muovien kulumiskestävyyteen voidaan vaikuttaa huomattavasti lisäämällä muoviin kiinteitä voiteluaineita. Kiinteiden voiteluaineiden avulla muoveja voidaan käyttää jopa kuivavoideltuina, mutta kulumista ja kitkaa voidaan hallita paremmin nestemäi-

sen voiteluaineen avulla. Tyypillisiä kiinteitä lisäaineita ovat teflon, silikoni, grafiitti ja molybdeenisulfidi. (Harnoy 2003, 286–287.)

Muovit ovat materiaalina tyypillisesti hyvin elastisia. Elastomeerien, eli joustavien muovien (elastisten polymeeri) kulumisen on hyvin monimutkainen prosessi, jota ei vielä kukaan ole täysin ymmärretty. Kulumista voidaan arvioida karkeasti adhesiivisen kulumisen avulla yhtälöä 44 soveltamalla. (Popov 2010, 280.) Myös Kiviojan ym. (2003, 213) mukaan muovien todellinen kosketuspinta-ala, ajasta riippuva jännitysvenyä-käyttäytyminen ja matala pehmenemislämpötila eroavat metalleihin verrattuna merkittävästi. Muovien ja komposiittimateriaalien erityisominaisuuksista johtuen metalleille soveltuvat kulumistarkastelut päde kovin hyvin muoveille. Kivioja ym. (2003, 213) esittävät PV-arvoon perustuvan laskentamenetelmän, mutta menetelmän yhtälö on käytännössä identtinen yleisen kulumisyhtälön 43 kanssa.

Toinen menetelmä muovin kulumisen arviointiin voisi olla Popovin (2010, 279–280) esittämä kulumismalli materiaalin kulkeutumisena kitkakosketusalueelta, joka perustuu kuluvan materiaalin pinnan leikkausmyötämiseen. Piirre on ominainen PTFE:lle, koska sen pintakerroksen leikkausmyötölujuus on huomattavan pieni sisustan leikkausmyötölujuuteen verrattuna (Kivioja ym. 2003, 215).

#### **2.5.5 Kulumisen materiaalin kulkeutumisena kitkakosketusalueelta**

Popovin (2010, 279) mukaan malli perustuu I. V. Kragelskin vuonna 1965 julkaistuun havaintoon, että kulumiskestävyyden saavuttamiseksi, materiaalin pintakerroksen myötölujuuden on suotavaa olla sisemmän materiaalin myötölujuutta alhaisempi. Kulumismallin lähtöoletuksena on se, että niin kauan kun irronneet partikkelit kulkeutuvat pintojen välillä ja ovat siten intensiivisen kuormituksen alaisina, sulautuvat ja irtautuvat ne yhä uudestaan koskettaviin pintoihin. Kulumisen voidaan ajatella tapahtuvan vasta, kun irronneet partikkelit poistuvat kitkakosketusalueelta. (Popov 2010, 279.)

Popov (2010, 279–280) tarkastelee kulumista tällaiselle pinnasta myötävälle materiaalille, jonka myötävän pintakerroksen paksuus on  $h$  ja leikkausmyötölujuus  $\tau_c$ . Popovin mallissa pintakerroksen ajatellaan olevan ideaalisesti plastisessa tilassa, jolloin pintakerroksen tangentialinen kuormitus pysyy vakiona ja riippumattomana liukumisnopeudesta. Pintakerros käyttäytyy tällöin nesteen tavoin, kulkeutuen liukumisuuntaan. Kuluneeksi tilavuudeksi katsotaan tällöin kitkakosketusalueelta ulos kulkeutunut tilavuus ja tämä voidaan laskea seuraavan yhtälön mukaisesti: (Popov 2010, 279–280)

$$V \approx \frac{F_N}{\sigma_0} \left( \frac{h}{D} \right)^2 x, \quad (44)$$

jossa

$V$	on kulunut tilavuus
$F_N$	on normaalivoima
$\sigma_0$	on materiaalin kovuus
$x$	on liukumismatka
$h$	on myötävän kerroksen paksuus
$D$	on kosketuspinnan halkaisija.

Popovin (2010, 280) mukaan numeeristen simulointien avulla on pystytty osoittamaan, että yhtälö 45 pitää paikkansa tietyn suhteellisuustekijän mukaisesti.

Teoreettisesti ja kokeellisesti on osoitettu, että useimmissa tapauksissa kovuus on noin kolminkertainen myötölujuuteen nähden (Popov 2010, 12). Kivioja ym. esittävät saman yhteyden täysin plastisessa tilassa olevalle muokkauslujittumattoman materiaalin kovuudelle (Kivioja ym. 2004, 47–48). Täten

$$\sigma_0 \approx 3\sigma_c, \quad (45)$$

jossa  $\sigma_c$  on materiaalin myötölujuus. Yhtälön 45 likimääräisyys voidaan siten korvata materiaaliikohtaisella kulumisvakioilla ja esittää se myötölujuuden ja liukupinnan leveyden avulla seuraavasti:

$$V = k_{mv} \frac{F_N}{\sigma_c} \left( \frac{h}{B} \right)^2 x, \quad (46)$$

jossa

$k_{mv}$  on materiaaliikohtainen kulumisvakio

$B$  on kosketuspinnan leveys.

### 2.5.6 Väsymismurtuminen

Väsymisvaurio syntyy etenevän paikallisen pysyvän rakenteellisen muutoksen seurauksena materiaalissa, joka on vaihtelevan jännitys- ja venymäkuormituksen alaisena. Väsymisvaurio ilmenee halkeamina tai murtumina riittävän monen kuormituskerran jälkeen. Väsymismurtumisen aiheuttaa kuormituksen toistuvuuden, vedon ja plastisen muodonmuutoksen yhtäaikainen ilmeneminen. Väsymistä ei siten tapahdu, jos kuormitukselta puuttuu jokin näistä ominaisuuksista. Puristava jännitys ei siten aiheuta väsymistä, mutta on hyvä huomauttaa, että puristava kuormitus voi aiheuttaa vetojännityksiä. (ASM Handbook Volume 11 1992, 102.)

Toistuva jännitys ja venymä saavat aikaan murtuman ja toistuva vetojännitys aiheuttaa murtuman etenemisen. Väsymismurtumista pidetään yleisesti vaiheittaisena prosessina ja se jaetaan tyypillisesti seuraaviin kolmeen vaiheeseen: (ASM Handbook Volume 11 1992, 102)

- Vaihe 1 – Väsymisvaurion alku ja alkusäröjen muodostuminen, eli väsymismurtuman ydiintyminen.



- Vaihe 2 – Jaksottainen etenevä särönkasvu, joka johtaa kuormitetun poikkipinnan heikentymiseen murtuman kasvaessa.
- Vaihe 3 – Jäljellä olevan ehjän poikkipinnan yhtäkkinen murtuminen viimeisellä kuormituskerralla. Lopullinen murtuma voi olla hauras, sitkeä tai näiden yhdistelmä.

Normaalisti väsyminen on seurausta selvästi materiaalin myötörajaa alhaisemmista kuormituksista. Matalasyklisessä väsymisessä tai materiaalin ollessa huomattavasti muokkauslujittuvaa, voivat jännitykset olla myös myötörajaa korkeampia. Tällöin murtumien plastinen käyttäytyminen on huomattavasti voimakkaampaa kuin pienemmillä jännityksillä. (ASM Handbook Volume 11 1992, 102.)

Ero matalasyklisen ja korkeasyklisen väsymisen välille määritellään seuraavasti: (ASM Handbook Volume 11 1992, 5–6)

- **Korkeasyklinen väsyminen (high-cycle fatigue)**

Suhteellisen suuren kuormituskertamäärän seurauksena ilmenevää väsymisvaurioitumista kutsutaan korkeasykliseksi väsymiseksi. Rajaksi vedetään usein  $10^5$ – $10^6$  kuormituskertaa, mutta käytännössä rajan määrää jännityksessä syntyvien venymien hallitseva käyttäytyminen. Jos venymät yksittäisen syklin aikana ovat lähes täysin elastista, on kyseessä korkeasyklinen väsyminen.

- **Matalasyklinen väsyminen (low-cycle fatigue)**

Suhteellisen pienen kuormituskertamäärän seurauksena syntyvää väsymisvaurioitumista kutsutaan vastaavasti matalasykliseksi väsymiseksi. Matalasyklisessä väsymisessä yksittäisellä kuormituskerralla jännityksen aiheuttamissa venymissä on havaittavissa selvästi plastista käyttäytymistä.

### **Särön muodostuminen**

Yksittäisen kappaleen väsymishalkeilu alkaa normaalisti kohdasta, jossa ilmenee suurin paikallinen jännitys ja pienin paikallinen lujuus. Väsymismurtumien alkamiseen

vaikuttavat siis metallurgiset poikkeamat materiaalissa, kuten epäjatkuvuuskohdat, anisotropia (mikrorakenteen suunta) ja epähomogeenisuus, sekä makroskooppiset viat, kuten materiaalin pinnassa olevat naarmut, jäysteet tai muut valmistusviat. Murtumisen alkuvaiheessa halkeaman etenemissuunta määräytyy yksittäisten rakeiden (metallikiteiden) ja raerajojen suuntautumisen mukaan ja etenee näin muuttuvan rakeen verran. (ASM Handbook Volume 11 1992, 106.)

### **Särön eteneminen**

Kun väsymismurtuma on ydiintynyt, sen etenemistä hallitsevat paikalliset jännitykset ja materiaalin rakenne murtuman kärjen etenemisrintamassa, eli kohdassa, josta murtuma pyrkii etenemään. Aivan vaiheen alussa särö pyrkii etenemään kohtisuorasti maksimivetojännitykseen nähden, johtuen metallin mikrorakenteesta. Makroskooppisella tasolla tarkasteltaessa alkuvaiheen murtuman poikkipinnasta tulee hyvin hienojakoinen ja tasainen. Äärellisen koon saavutettuaan murtuman vaikutukset jännitysjakumaan ovat aikaisempaa suuremmat, jolloin murtuman kärkeen muodostuva jännityskenttä määrää murtuman etenemissuunnan. Hyvin anistrooppisissa materiaaleissa saattaa myös muodostua alueita, joissa murtuma eteneekin materiaalisesti heikkoon suuntaan. (ASM Handbook Volume 11 1992, 106.)

### **Lopullinen murtuminen**

Väsymismurtuman saavuttaessa koon, jossa se vaikuttaa merkittävästi kappaleen kuormituskestävyyteen, murtuman suunta tyypillisesti muuttuu. Alhaisissa jännityksissä murtumapinta saattaa edelleen vaikuttaa tasomaiselta, mutta pinnasta tulee kuitumaisempi ja näyttää murtuneen sitkeämmin. Tämä on merkki enenevästä plastisesta käyttäytymisestä ja osoittaa murtumisen muuttuneen nopeasti eteneväksi murtumiseksi. (ASM Handbook Volume 11 1992, 106–107.)

Yleisenä sääntönä voidaan pitää, että alhaisen jännityksen omaava korkeasyklinen väsyminen saa aikaan tasaisia murtumia taso–venymä–käyttäytymisen määräämään suuntaan. Murtumisen etenemisen kiihtyminen on vähäisintä lähellä särön ydiinty-

miskohtaa, missä murtuman pinta näyttää hienojakoiselta tai jopa hieman kiillottuneelta. Korkean jännityksen omaava matalasyklinen väsyminen, jota ilmenee myös korkeasyklisen väsymisen loppuajana, saa taas aikaan karkeitä ja kuitumaisia murtumia. Näissä tapauksissa jännitysten olosuhteille on tyypillistä taso–jännityskäyttäytyminen, jolloin murtumat pyrkivät etenemään 45 asteen kulmassa päävetojännitykseen nähden. (ASM Handbook Volume 11 1992, 107.)

### **2.5.7 Pintaväsyminen**

Osat, jotka vierivät tai vierivät liukuen toisiaan vasten korkean pintapaineen alla, altistuvat useiden kuormituskertojen seurauksena pinnan kuoppautumiselle (pitting wear) tai sirpaloitumiselle (spalling). Nämä ovat toistuvan kosketusjännityksen aiheuttamia metallin väsymisen ilmenemismuotoja. (ASM Handbook Volume 11 1992, 133.) Pintaväsymiseen vaikuttavat kosketusjännityksen suuruus, materiaalin metallurgiset ominaisuudet sekä kappaleiden ja voitelukalvon fysikaaliset ja kemialliset ominaisuudet. (ASM Handbook Volume 11 1992, 133.) Pintaväsymisen murtumismekaniikka on sama kuin kappaleiden väsymisessä. Nämä eroavat toisistaan vain syntyvän vaurion perusteella. (Wulpi 1999, 183.)

Wulpin (1999, 183) mukaan kuoppautumisella on ainakin kolmen tyyppistä käyttäytymistä. Kulumisen saattaa alkaa mikroskooppisten kolojen muodostumisella ja pysyä tällaisena koko kappaleen eliniän ajan. Tällainen kuluminen näyttää himmeältä tai matalta alueelta muuten kirkkaassa pinnassa. Toisentyyppinen kulumisen alkaa myös mikroskooppisena kuoppautumisena, mutta kuopista tulee asteittain suurempia, johtaen edelleen pinnan tuhoutumiseen. Kolmas kulumismuoto alkaa suurten sirpaleiden irtoamisena, muodostaen suhteellisen syviä koloja materiaalin pintaan ja edeten nopeasti pinnan täydelliseen tuhoutumiseen. (Wulpi 1999, 183–184.)

Osat, joiden koskettaessa syntyy piste- tai viivamainen toistuvan kuormituksen alainen kosketus, ovat alttiita pintaväsymiselle. Näitä koneenosia ovat tyypillisesti kar-

kaistusta teräksestä valmistetut hammaspyörät, vierintälaakerit tai muut vierivässä liikkeessä olevat osat. Pintaväsyminen onkin tyypillinen elinikää rajoittava kulumismekanismi osissa, joiden kosketuspinta-alat ovat kappaleiden kokoon nähden pieniä ja syntyvät paikalliset jännitykset hyvin suuria. Jännitysten laskentaa on kattavasti käsitelty kirjallisuudessa, lähtien Hertzin ensimmäisistä julkaisuista 1800-luvun lopulla. (Wulpi 1999, 184.)

Vierivän kosketuksen kaksi hallitsevaa kulumismekanismia ovat pinnan alta lähtöisin oleva väsyminen ja pinnasta lähtöisin oleva väsyminen. Nämä ovat yleensä kilpailevat vikaantumismuodot ja lopullisen mekanismin selviäminen riippuu useista tekijöistä, kuten pinnan, voitelun ja materiaalin laadusta. (Sadeghi ym. 2009, 2.) Pintojen elastiseen käyttäytymiseen liittyy usein myös kosketuspintojen osittaista liukumista, jonka seurauksena syntyy kitkalämpöä (Wulpi 1999, 185).

### **Pinnanalainen väsyminen**

Pinnan alta lähtöisin oleva väsyminen ilmenee, kun väsymisen alkumurtuminen alkaa tietyllä syvyydellä kuormitetusta pinnasta. Säröt ydiintyvät yleensä materiaalin epäpuhtauksiin, kuten epämetallisiin hiukkasiin. Murtumat etenevät kohti pintaa muodostaen lopulta suurehkon sirpaleen, joka irrotessaan jättää pintaan kuopan. Murtumien on usein huomattu muodostuvan syvyydelle, jossa kosketuksessa syntyvät pääleikkausjännitykset ovat suurimmillaan. Pinnanalaisen väsymisen muodostumista hallitsevaksi pintaväsymisen mekanismiksi edesauttavat pinnan tasaisuus, epämetalliset sulkeumat materiaalissa ja pienet pintojen väliset kitkavoimat. (Sadeghi ym. 2009, 2.)

### **Pinnan väsyminen**

Pinnasta alkava väsyminen ilmenee säröjen ydiintyessä lähelle pintaa. Säröt lähtevät yleensä pinnan epätasaisuuksista, kuten lommoista ja naarmuista, joihin voi muodostua korkeita jännityskeskittymiä puristavassa pintakosketuksessa. Murtumat etene-

vät matalassa kulmassa pinnan alle ja saavuttaessaan kriittisen pituuden haarahtavat takaisin pintaan irrottaen palan materiaalia. (Sadeghi ym. 2009, 2.)

### **2.5.8 Iskukuluminen**

Iskukulumisessa kuluvaan pintaan muodostuu jännityskenttä paljon nopeammin kuin perinteisessä väsymiskulumisessa. Iskukulumisessa mekaaninen impulssi saa aikaan plastista muodonmuutosta iskukohdassa. Tällöin kosketuspinnan lujuusominaisuudet muuttuvat ja pinta alkaa murtua väsymällä. Plastisen muokkautumisen vuoksi iskukulumiseen liittyy usein myös voimakasta lämmön nousua. Koska iskukulumisen mekanismi on niin nopea, muokkautuvan materiaalin viskoplastisilla ja viskoelastisilla ominaisuuksilla on suuri vaikutus iskukulumiskestävyysasteeseen. (Kivioja ym. 2004, 116.)

## **2.6 Elinikämallit vierivän kosketuksen väsymiselle**

Vierivässä kosketuksessa ilmenevä pintaväsymiskuluminen eroaa merkittävästi murtumisväsymisestä, joten murtumisväsymiselle saatuja tuloksia on mahdotonta soveltaa suoraan pintaväsymisen eliniän määrittämiseen. Väsymismekanismien tärkeimmät eroavaisuudet tiivistettiin seuraaviin kolmeen kohtaan Sadeghi ym. (2009, 2) listaamista eroista:

- Vierivässä kosketuksessa jännitystilat ja väsymismekanismi ovat monimutkaiset, moniakseliset ja lisäksi jännityksen komponentit vaihtavat suuntaa eikä ole keskenään verrannolliset.
- Vierivän kosketuksen väsymisilmiö ilmenee hyvin pienessä osassa kuormitettua tilavuutta, koska kosketusjännitykset keskittyvät hyvin pienelle kosketusalalle. Kosketuspinnan leveys on tyypillisesti 0,2–1,0 mm.
- Väsymisvaurio etenee monivaiheisesti ja vaatii useiden tekijöiden huomiointia. Näitä ovat esimerkiksi jäännösjännitysten ja pinnan pitovoimien vaikutusten arviointi.

Sadeghi ym. (2009, 2) ovat löytäneet lukuisia malleja pintaväsymisen eliniän määrittämiseksi ja esittävät niiden luokittelun tilastollisiin ja deterministisiin malleihin. Deterministiset mallit perustuvat eliniän määrittämiseen jonkin fysikaalisen ilmiön perusteella, mutta vaativat koskettavien materiaalien jännitys–venymä–käyttäytymisen määrittämisen hyvin tarkasti ja ottavat yleensä huomioon vain tietyn tyyppisen viikaantumismuodon. Tilastolliset mallit taas perustuvat laajamittaisen testauksen avulla määritettyihin muuttujien arvoihin ja yhteyksiin, eivätkä välttämättä huomioi ilmiön todellista mekanismia. (Sadeghi ym. 2009, 2–3.)

Tilastollisiin malleihin perehdyttiin hieman Sadeghin ym. (2009) artikkelia tarkemmin. Seuraavissa luvuissa on esitetty tärkeimmät tilastolliset teorit pintaväsymiseliniän määrittämiseksi.

### 2.6.1 Kuorma–elinikä-malli

Merkittävin vierivälle kosketukselle esitetty elinikämalli on Lundbergin ja Palmgrenin vuonna 1947 julkaisema, W. Weibullin työhän perustuva teoria, nk. LP-teoria. Teorian pohjalta johdettu seuraava keskeinen yhtälö ilmaisee laakerin väsymiseliniän laakerin kuormituksen suhteen: (Harris & Barnsby 2001, 580)

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (47)$$

jossa

- $L_{10}$  on peruselinikä (basic rating life) miljoonina ( $10^6$ ) kuormituskertoina, minkä laakeri kestää 90 % todennäköisyydellä
- $C$  on laakerin dynaaminen kantokyky (vertailukuorma)
- $P$  on laakerin yhdistetty kuorma (laskentakuorma)
- $p$  on kuorma–elinikä-eksponentti.

LP-teoria sisälsi myös laskentamenetelmät dynaamisen kantokyvyn laskemiseksi laakerin geometrian perusteella ja perustuu Hertzin kosketusmekaniikkaan piste- ja viivakosketuksessa. Mallia kutsutaan kuorma–elinikä-malliksi ja se muodostaa perustan laakereiden eliniän laskentaa koskeville standardeille. (Harris & Barnsby 2001, 580–581.)

Yhtälö 48 voidaan johtaa myöhemmänä esitetystä LP-teorian keskeisestä yhtälöstä. Laakerin dimensioiden avulla voidaan ratkaista LP-yhtälössä (53) muuttujina olevat maksimileikkausjännitys  $\tau_0$ , leikkausjännityksen ilmenemissyvyys  $z_0$  ja kuormitettu tilavuus  $V$ . Yhtälöön 48 päädytään esittämällä muuttujat yhdistetyn vertailukuorman  $C$  ja laskentakuorman  $P$  avulla sekä yhdistetyllä eksponentilla  $p$ . Laakeriteollisuudessa vertailukuormaa kutsutaan laakerin dynaamiseksi kantokyvyksi ja se vastaa kuormitusta, jolla  $L_{10}$  elinikä on tasan miljoona kuormitusta. (Sadeghi ym. 2009, 3.)

Alkuperäisen LP-teorian mukaan yhtälön 48 kuorma–elinikä-eksponentti  $p = 3$  piste-kosketukselle ja  $p = 4$  viivakosketukselle. Laakerin eliniän laskentaa koskevissa standardeissa rullalaakerien viivakosketukselle on kuitenkin omaksuttu arvo  $p = 10/3$ , joka perustuu Lundbergin ja Palmgrenin myöhemmin esittämään oletukseen rullan ja toisen laakerin kehän välisen viivakosketuksen epätäydellisyydestä. (Harris & Barnsby 2001, 580–581.)

### 2.6.2 Hertzin jännitys–elinikä -malli

Toinen yleisesti hyväksytty elinikämalli väsymällä tapahtuvalle vikaantumiselle on jännitys–elinikä-malli. Mallissa elinikä on kääntäen verrannollinen Hertzin maksimijännitykseen potenssiin  $n$  korotettuna. Elinikä käyttäytyy siten seuraavan yhtälön mukaisesti: (Zaretsky ym. 1996, 6–9)

$$L_{10} \sim \frac{1}{(S_{\max})^n}, \quad (48)$$

jossa

$L_{10}$  on elinikä, minkä kohde kestää 90 % todennäköisyydellä

$S_{\max}$  on Hertzin jännityksen maksimi

$n$  on Hertzin jännitys–elinikä -eksponentti

Monet laajat testisarjat laakereiden ja hammaspyörien väsymiskestävyydestä vierivässä kosketuksessa osoittavat eksponentin  $n$  olevan 9 ja 12 välillä. Testisarjoissa käytettyjä teräslaatuja olivat mm. AISI 52100, AISI M–50, AISI 9310 ja AISI 4620. Sarjoista kävi myös ilmi, että teräksen valmistusmenetelmä, pintakäsittely sekä materiaalin jäännösjännitykset olivat elinikään vaikuttavia tekijöitä. Lisäksi Zaretsky ym. (1996, 6–9) kertovat eksponentin  $n$  olevan 6 ja 12 välillä ei-vierivän-kappaleen murtumisväsymiselle. Havainto perusteltiin laajalle määrälle eri aineita tehdyn kirjallisuuskatsauksen avulla.

Hertzin jännitys–elinikä ja kuorma–elinikä-eksponentit ovat toisiinsa verrannolliset, koska molemmat riippuvat kuormituksesta. Pistekosketuksessa arvojen välille pätee yhtälö  $p = n/3$  ja viivakosketuksessa  $p = n/2$ . Zaretsky ym. (2000, 4–5) toteavat, että kuorma–elinikä-eksponentin arvon  $p = 10/3$  käyttäminen johtaa arvoon  $n = 6,6$  viivakosketuksessa, mikä on aivan liian alhainen laakereista kerättyyn elinikädataan verrattuna. Lisäksi he huomauttavat, että perustelut viivakosketuksen epätäydellisyydestä arvon  $p = 10/3$  käyttämiseksi, eivät pidä paikkaansa nykyisillä laakereiden valmistusmenetelmillä.

### 2.6.3 Weibullin teoria

W. Weibullin julkaisut materiaalien lujuuden määrittämisestä tilastollisesti vuonna 1939 johti keksijänsä nimen mukaisen Weibull-jakauman teorian syntymiseen. Weibull liitti materiaalin lujuuden kuormitetun tilavuuden suuruuteen. Asiaa voidaan havainnollistaa ajattelemalla materiaali jaettuna pieniin elementteihin, joilla jokaisel-



la on tietty selviytymistodennäköisyys. Koko kappaleen selviytymistodennäköisyys lasketaan tällöin näiden elementtien selviytymistodennäköisyyksien tulona. Toisin sanoen kahdesta samalla toistuvalla jännityksellä kuormitetuista kappaleista se, jolla kuormitus kohdistuu pienemmälle tilavuudelle, on kestävämpi ja sen elinikä siten pidempi. Weibullin teoriassa elinikä lasketaan ensimmäisen vaurion syntyhetkestä. (Zaretsky ym. 2000, 2.)

Weibullin teoriasta voidaan johtaa seuraava verrannollisuus tietyn kuormitetun tilavuuden selviytymistodennäköisyyden ja kuormituskertojen määrän välille: (Zaretsky ym. 1996, 4.)

$$\ln \frac{1}{S} \sim N^e \tau^c V, \quad (49)$$

jossa

- $S$  on selviytymistodennäköisyys
- $N$  on kuormituskertojen määrä
- $V$  on kuormitettu tilavuus
- $\tau$  on kriittinen leikkausjännitys
- $e$  on Weibull-käyrän muotoparametri
- $c$  on leikkausjännitys–elinikä-eksponentti.

Yhtälö 50 voidaan myös kirjoittaa peruselinian avulla seuraavasti: (Zaretsky ym. 1996, 10)

$$L_{10} = A \left( \frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau} \right)^{\frac{c}{e}} \sim \frac{1}{(S_{\max})^n}, \quad (50)$$

jossa yhtälön verrannollisuus on korvattu materiaalikohtaisella vakiolla  $A$ .

Kriittisenä leikkausjännityksenä voidaan pitää joko maksimileikkausjännitystä  $\tau_{45}$  tai kohtisuoraa leikkausjännitystä  $\tau_{xy}$  (ks. Luku 2.2.2). Zaretskyn ym. (2000, 9–10) mukaan Weibull parametrille on yleisesti hyväksytty arvo  $e = 1,1$  ja niin kutsutun LP-parametrin arvoksi  $c/e = 9$ . Näillä parametrien arvoilla jännitys–elinikä-eksponentin arvoksi tulee  $n = 10,81$  pistekosketuksessa ja  $n = 9,9$  viivakosketuksessa. (Zaretsky ym. 2000, 9–10). Toisaalta myöhemmin tehdyssä elinikämallien vertailussa Zaretsky ym. toteavat Lundbergin ja Palmgrenin saaneen parametreille arvot  $e = 1,11$  ja  $c/e = 9,3$ , jolloin  $n = 11,1$  pistekosketuksessa ja  $n = 10,2$  viivakosketuksessa. (Zaretsky ym. 2000, 2–3).

#### 2.6.4 Lundgren–Palmgren-teoria

Vuonna 1947, G. Lundberg ja A. Palmgren sovelsivat Weibullin teoriaa kuula- ja rulla-laakerien väsymiseliniän laskemiseen (Zaretsky ym. 2000, 3). He olettivat kriittisen leikkausjännityksen olevan kohtisuora leikkausjännitys  $\tau_{xy}$  ja yhdistivät laskettavan eliniän maksimileikkausjännityksen ilmenemissyvyyteen. (Zaretsky ym. 1996, 9–10). LP-teoria ilmaisee laakerin renkaiden selviävän seuraavan yhtälön mukaisesti: (Sadedghi ym. 2009, 3)

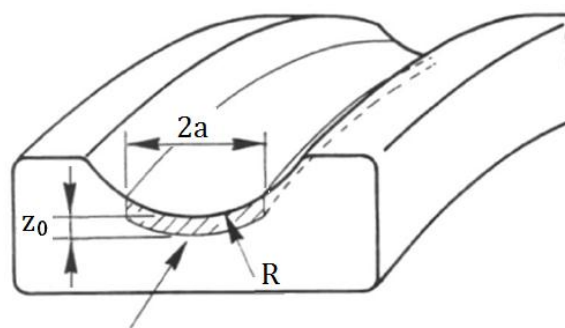
$$\ln \frac{1}{S} \sim N^e \frac{(\tau_0)^c}{(z_0)^h} V, \quad (51)$$

jossa

$S$	on selviytymistodennäköisyys
$N$	on kuormituskertojen määrä
$V$	on kuormitettu tilavuus
$\tau_0$	on kosketuksen maksimi kohtisuora leikkausjännitys
$z_0$	on kohtisuoran leikkausjännityksen maksimin ilmenemissvyys
$e$	on Weibull-käyrän muotoparametri

- $c$  on leikkausjännitys–elinikä-eksponentti  
 $h$  on syvyystekijän eksponentti.

LP-teoriassa kosketusta pidetään kahden kaarevan pinnan elastisena kosketuksena ja jännitykset lasketaan Hertzin teorian mukaisesti (ks. Luku 2.2.3). Alla oleva kuvio 18 havainnollistaa LP-teoriassa huomioitua kuormitettua tilavuutta. Kuviossa on esitetty laakerin kehä ja siinä kulkeneen kuulan kosketuspinta-ala elastisessa kosketuksessa sekä kuormituksen alainen tilavuus. Kuormitetun tilavuuden leveys määräytyy kosketuspinnan mukaisesti, kun kyseessä on elliptinen kosketus.



LP-teoriassa huomioitu  
kuormitettu tilavuus

KUVIO 18. Kuormitus LP-teoriassa (Sadeghi ym. 2009, 3, muokattu)

Yhtälö 52 voidaan myös kirjoittaa peruselinian ja materiaalivakion  $A$  avulla, jolloin se näyttää seuraavalta: (Zaretsky ym. 1996, 10–11)

$$L_{10} = A \left( \frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau_0} \right)^{\frac{c}{e}} (z_0)^{\frac{h}{e}}. \quad (52)$$

LP- teoriassa esitetty syvyysmuuttujan  $z_0$  ja sen eksponentin  $h$  käyttäminen on perusteltu halkeilun alkamisella tietyssä syvyydessä materiaalia ja murtuman etenemisellä kohti materiaalin pintaa muodostaen kuoppautumisvaurion (Zaretsky ym. 2000, 4).

Lundbergin ja Palmgrenin käyttämät parametrien arvot:  $e = 1,11$ ;  $c/e = 9,3$  ja  $h = 2,33$

tai  $h/e = 2,1$ ; antavat jännitys–elinikä-eksponentin arvoiksi  $n = 9$  pistekosketuksessa ja  $n = 8,1$  viivakosketuksessa (Zaretsky ym. 2000, 3). Näitä arvoja käytetään myös laakerin laskentaa koskeissa standardeissa (Zaretsky ym. 1996, 12).

Varsinkin laakeriteollisuus on omaksunut LP-teorian käyttöönsä ja se muodostaa perustan yhä edelleen käytössä olevalle laakerilaskennalle. Teoriassa on kuitenkin selviä puutteita ja elinikään vaikuttavia tekijöitä on olemassa useita. Standardeissa näitä on pyritty huomioimaan erilaisten korjauskertoimien avulla. (Harris & Barnsby 2001, 577.)

Puutteista merkittävimpiä lienee se, että LP teoria koskee vain laakereita, jotka on valmistettu läpikarkaistusta AISI 52100 teräksestä. (Harris & Barnsby 2001, 577.) Lisäksi LP-teoria perustuu Hertzin kosketusjännitysten laskentaan yksinkertaisessa ideaalisessa tilanteessa, vaikka todellisuudessa pinnan epätasaisuudet ja pinnan pito-voimat vaikuttavat kosketusjännityksiin huomattavasti. Siten teoria sivuuttaa täysin mahdollisuuden pinnasta alkavaan kuoppautumiseen ja voitelukalvon vaikutukset. (Sadeghi ym. 2009, 3.) LP-teoriassa voitelukalvon oletetaan käyttäytyvän kosketusalueella kokonaan EHD voideltuna (ks. luku 2.4.6) (Zaretsky ym. 1996, 4).

### **2.6.5 Ionnides–Harris-teoria**

Vuonna 1985, E. Ionnides ja T. A. Harris esittivät uuden laskentamallin laakerien eliniän laskemiseksi, tarkoituksenaan päästä yli LP-teoriaan liittyvistä rajoituksista. Heidän mallinsa perustui eliniän alkuvaiheen keston määrittämiseen, eli aikaan ennen ensimmäisen vaurion muodostumista. Malli perustuu samankaltaisiin periaatteisiin kuin LP-teoria, mutta siinä on muutama ratkaiseva eroavaisuus. (Sadeghi ym. 2009, 3.)

Ensimmäinen eroavaisuus oli materiaalin selviytymistodennäköisyyden laskeminen erillisille elementeille, joista jokaiselle tuli arvioida selviytymistodennäköisyys Wei-

bullin mallin tapaisesti. Toinen merkittävämpi eroavaisuus oli oletus kuormitetuista elementeistä, jotka eivät vikaannu jännityksen ollessa alle materiaalin väsymisrajan. Ionnides ja Harris päätyivät siten yhtälöön, jossa elinikä lasketaan integroimalla kuormitettujen elementtien yli, joiden jännitys ylittää väsymisrajan. (Sadeghi ym. 2009, 3.) Saatu yhtälö on samankaltainen LP-yhtälön 52 kanssa ja se näyttää seuraavalta: (Zaretsky ym. 1996, 12)

$$\ln \frac{1}{S} \sim N^e \int \frac{(\tau_0 - \tau_u)^c}{z^h} dV, \quad (53)$$

jossa

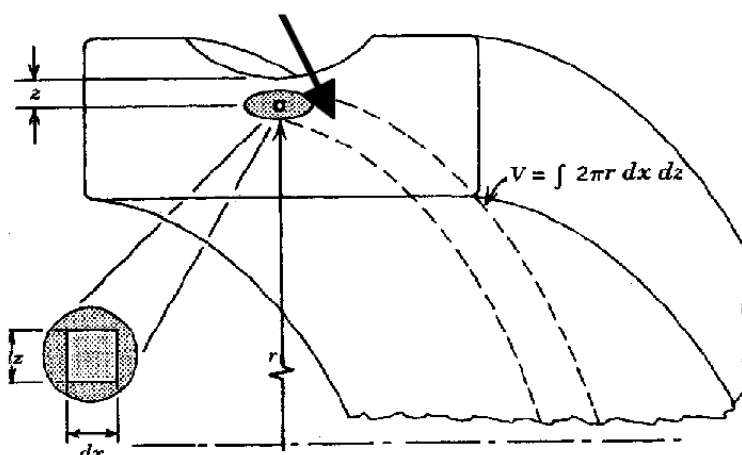
$S$	on selviytymistodennäköisyys
$N$	on kuormituskertojen määrä
$V$	on kuormitettu tilavuus
$\tau_0$	on maksimi kohtisuora leikkausjännitys tilavuuselementissä
$\tau_u$	on materiaalin leikkausväsymisraja vierivässä kosketuksessa
$z$	on tilavuuselementin syvyys kosketuspinnasta
$e$	on Weibull-käyrän muotoparametri
$c$	on leikkausjännitys–elinikä-eksponentti
$h$	on syvyystekijän eksponentti.

Yhtälöstä 54 voidaan ratkaista yksittäisen tilavuuselementin selviytymistodennäköisyys ja johtaa edelleen kyseisen elementin eliniän yhtälöön: (Zaretsky ym. 1996, 12)

$$L_{10i} = A \left( \frac{1}{V_i} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau_0 - \tau_u} \right)^{\frac{c}{e}} (z_i)^{\frac{h}{e}}, \quad (54)$$

jossa alaindeksi  $i$  viittaa kuhunkin elementtiin.

IH-teoriassa huomioitua tilavuutta on havainnollistettu alla olevassa kuviossa, kuten LP-teorian yhteydessä tehtiin (ks. kuvio 19 vrt. 18). Kuviossa nuolella osoitettu tummennettu tilavuus on vaarassa vikaantua väsymismurtumisen seurauksena. Lisäksi kuvioon on hahmoteltu yksittäisen tilavuuselementin suhdetta kuormitettuun tilavuuteen.



KUVIO 19. Kuormitettu tilavuus IH-teoriassa (Harris & Barnsby 2001, 588)

### 2.6.6 Zaretskyn teoria

Erwin V. Zaretsky julkaisi teorian hieman Ionnideksen ja Harriksen jälkeen, vuonna 1987. Zaretskyn teoria on hyvin samankaltainen Weibullin teorian kanssa, se poikkeaa ainoastaan kriittisen leikkausjännityksen  $\tau$  eksponentin suhteen. Weibullin teoriassa, sekä sitä seuraavissa LP- ja IH-teorioissa, elinikä riippuu jännitys–elinikä eksponentista  $c/e$ . Tällöin elinikädatan tilastollinen hajonta näyttäisi vaikuttavan siihen, miten paljon kriittinen leikkausjännitys vaikuttaa elinikään. Zaretskyn ym. (2000, 3–4) mukaan kerätty elinikädata väsymällä tapahtuvasta kulumisesta ei tue tätä yhteyttä. Tämän perusteella Zaretskyn teoriassa vain kuormitettu tilavuus vaikuttaa elinikädatan hajontaan, mikä kuulostaa järkevältä väsymisen mekaniikkaa pohtiessa.

Toinen Zaretskyn teorian eroavaisuus aikaisempiin teorioihin liittyy väsymismurtumisen ilmiön tulkintaan. Ilmiönä pintaväsymisvaurio vaikuttaa riippuvan murtuman etenemiseen kuluneesta ajasta. LP-teoriassa tämä otettiin huomioon kertomalla maksimijännitys syvyystekijällä, mikä löytyy myös LP-teoriaan pohjautuvasta IH-teoriasta. Syvyystekijän katsottiin ottavan huomioon murtumisen etenemiseen kulu-  
van ajan syvyyteen verrannollisella matkalla. Zaretskyn (2000, 4) mukaan käsitteitä matala- ja korkeasyklinen väsyminen ei kuitenkaan tunnettu kovin hyvin LP-teorian julkaisun aikoihin, vaikka tällä on suuri merkitys murtumisen etenemiseen (ks. luku 2.5.6). Koska laakereiden vikaantumisen voidaan katsoa olevan tyypiltään korkeasyklistä väsymistä, koostuu niiden elinikä valtaosin särönmuodostumiseen kuluva-  
ajasta. Lisäksi Zaretskyn ym. (1996, 10) arvelivat, että korkeasyklisessä väsymisessä alkusäröily saattaa muodostaa yli 95 % eliniästä ja murtuman eteneminen vain 5 %. Zaretskyn teoriassa syvyystekijä on jätetty kokonaan pois laskuista.

Lisäksi Zaretsky jätti teoriastaan pois käsitteen väsymisrajasta, mutta ei sulkenut konseptia poiskaan. Lähestymistapa kuitenkin poikkeaa hieman IH-teoriassa esitetystä. Zaretskyn mallissa väsymisrajan alle kuormitetun tilavuuden elinikä on ääretön ja IH-teoriassa väsymisraja vaikuttaa kaikkien tilavuuselementtien elinikään (ks. yhtälö 55). (Zaretsky ym. 2000, 4.) Sadeghi ym. (2009, 5) viittaavat myös tutkimukseen, jossa on osoitettu, ettei laakeriteräksillä ilmene selkeää väsymisrajaa.

Zaretskyn teoriassa selviytymistodennäköisyyden ja kuormituskertojen välinen yhtälö näyttää seuraavalta: (Zaretsky ym. 1996, 13)

$$\ln \frac{1}{S} \sim N^e \tau^{ce} V, \quad (55)$$

jossa

$S$  on selviytymistodennäköisyys

- $N$  on kuormituskertojen määrä
- $V$  on kuormitettu tilavuus
- $\tau$  on kriittinen leikkausjännitys
- $e$  on Weibull-käyrän muotoparametri
- $c$  on leikkausjännitys–elinikä-eksponentti.

Zaretskyn teoriassa perusteltu eliniän yhtälön kriittisen jännityksen eksponentin riippuvuus nähdään kuitenkin paremmin, kun yhtälö 56 on kirjoitettu peruseliniän avulla: (Zaretsky ym. 1996, 13)

$$L_{10} = A \left( \frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau} \right)^c \sim \frac{1}{(S_{\max})^n}, \quad (56)$$

Vertaamalla yhtälöä 57 Weibullin teorian vastaavaan yhtälöön 50, mallien ero on hyvin havainnollinen. Mallit ovat yhtenevät vain Weibull parametrin arvolla  $e = 1$ , joka vastaa eksponentiaalista todennäköisyysjakaumaa.

### 3 TUTKITUN TEORIAPERUSTAN SOVELTAMINEN

Tässä luvussa esitellään hydraulimoottorin tarkastellut komponentit, komponenttien eliniän laskentamallien sovellukset ja niiden pohjalta laadittu laskentaohjelma Sampo Hydraulics Oy:n kiinteänapaisille radiaalimäntämoottoreille.

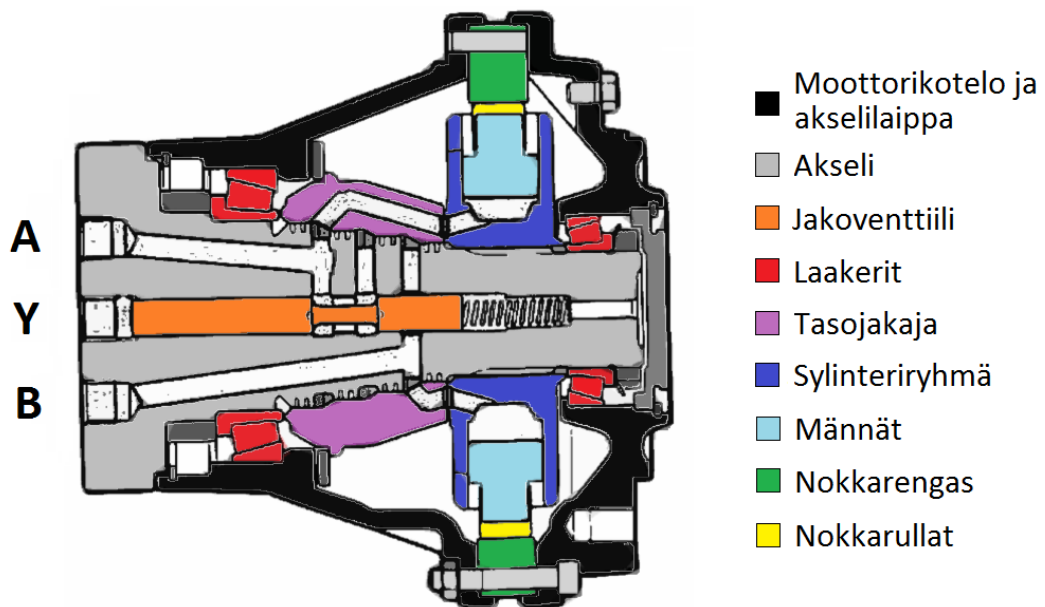
#### 3.1 Radiaalimäntämoottori

##### 3.1.1 Moottorin rakenne ja toimintaperiaate

Black Bruin moottoreihin on saatavilla useita eri optioita, joka vaikuttavat hieman moottorin toimintaan ja rakenteeseen. Optioita ovat erityyppiset jarrut, nopeuskyt-

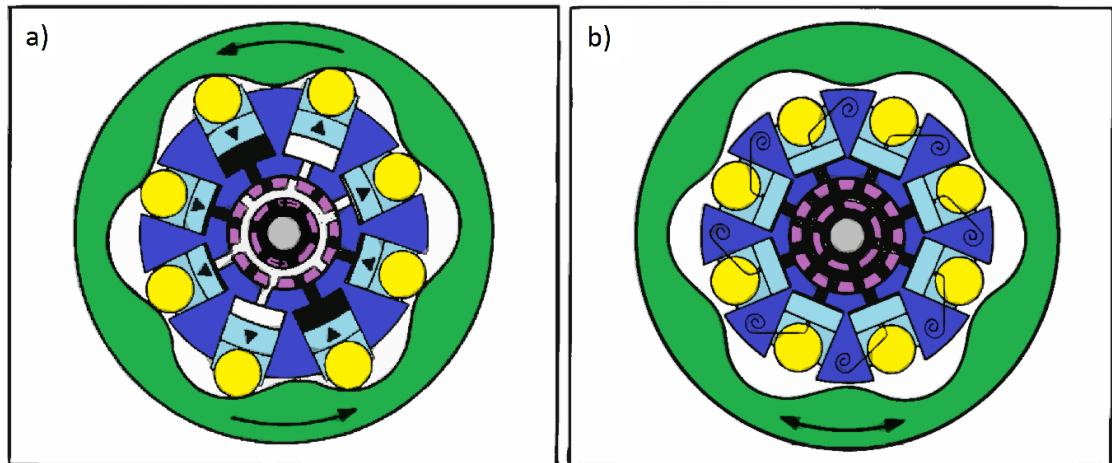


kentäversiot, vapaakytkentä ja huuhtelu. (BB design guide 2005; BBC design guide 2008.) Alla olevassa kuviossa 20 on erään moottorin poikkileikkauskuvio, josta voidaan erottaa moottorin pääkomponentit.



KUVIO 20. Radiaalimäntämoottorin osat (BB design guide 2005, 47, muokattu)

Tässä opinnäytetyössä tarkastellut moottorit ovat kiinteänapaisia, eli niiden akseli pysyy paikallaan ja kotelo pyörii. Pyörimisliike saadaan aikaan syöttämällä pyörimissuuntaan säteittäin sijoitettuihin mäntiin hydraulinen paine jaksottaisessa järjestyksessä (ks. kuvio 21a). Paineistettujen mäntien iskuja kutsutaan työiskuiksi, minkä aikana niitä painetaan aaltomaista nokkarengasta vasten ja männän päässä oleva liukulaakeroitu nokkarulla vierii aaltomaista nokkarengasta vasten. Nokkarenkaan ja nokkarullan kosketuspinta on tietyssä kosketuskulmassa työiskun suuntaan nähden. Mitä suuremmaksi kosketuskulma muodostuu, sitä suuremmiksi muodostuvat myös moottorin kehän suuntaiset voimat ja moottorin vääntömomentti. Yhtäaikaisten työiskujen ajoituksen ja nokkarenkaan muodon avulla saadaan aikaan suhteellisen tasainen moottorin vääntömomentti. Rakente myös mahdollistaa moottorin ajamisen molempiin pyörimissuuntiin. (BB design guide 2005, 7.)

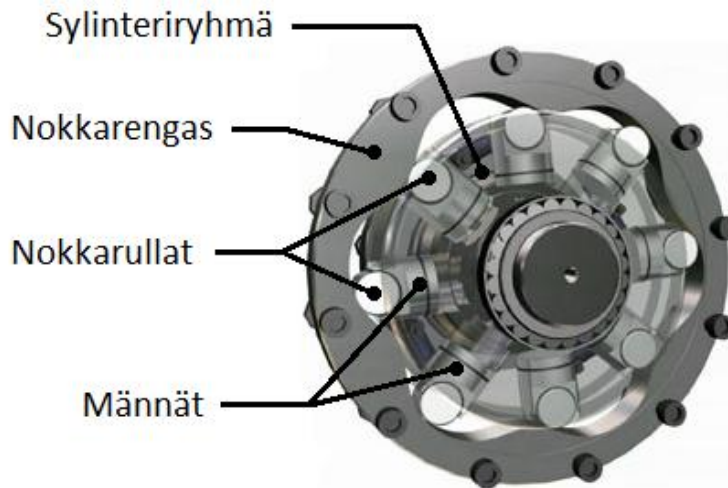


KUVIO 21. Moottorin toimintaperiaate a) ajossa ja b) vapaakytkettynä (BB design guide 2005, 7, muokattu)

Black Bruin moottoreiden erikoispiirre on vapaapyörintäsovellus, jossa männät voidaan painaa mekaanisten jousien tai hydraulisen paineen avulla sylinteripesien pohjalle, kun moottorin tuottamaa vääntöä ei tarvita (ks. kuvio 21b). Tällöin moottorin pyörittäminen on mahdollista ilman käyttöpainetta ja tehohäviöt sekä lämpeneminen on vähäistä. Sovelluksen avulla moottori voidaan kytkeä myös toimimaan osatoimisesti pyörimisliikettä pysäyttämättä. Osatoiminen käyttö on moottorin lisäoptio, jolla voidaan hallita työskentelevien mäntien määrää. Lisäksi moottoreihin on saatavilla useita jarruvaihtoehtoja, joita ovat levy- ja rumpujarru sekä dynaaminen jarru. (BB design guide 2005; BBC design guide 2008.)

### 3.1.2 Tarkastelukohteiden rajaus

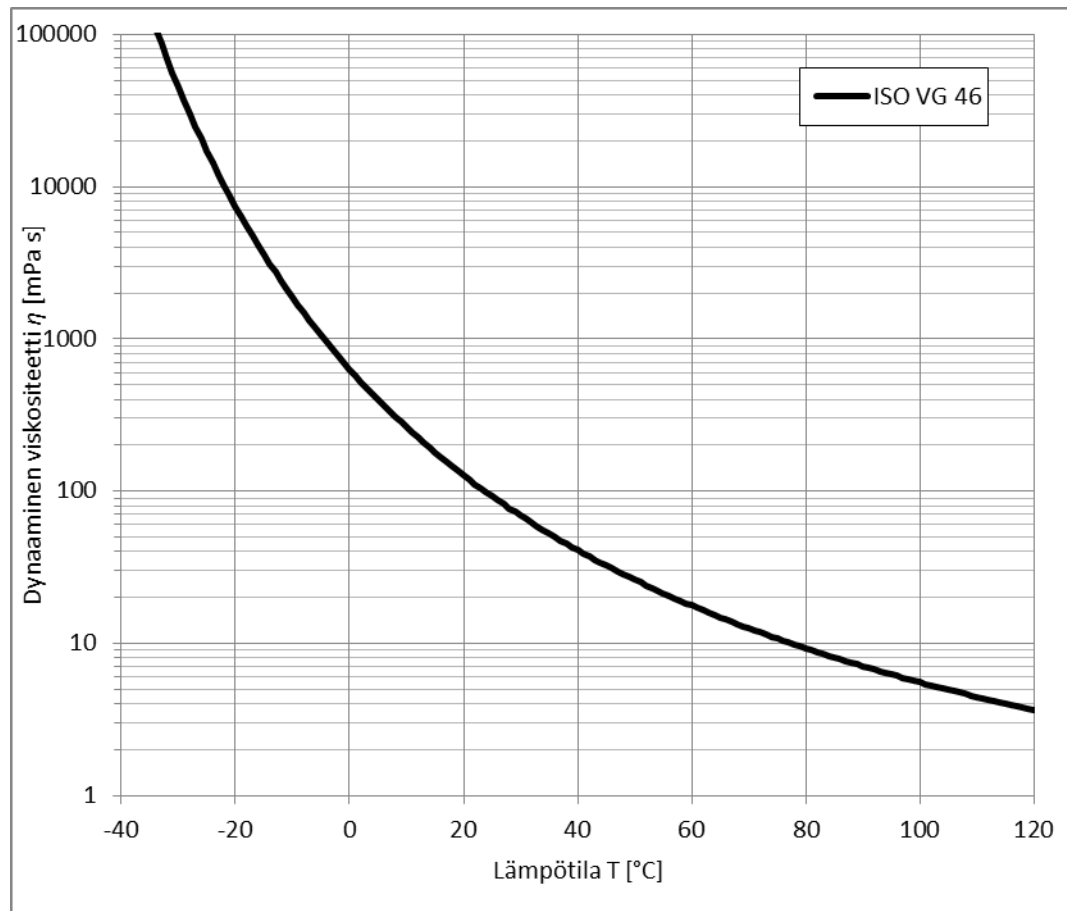
Tässä opinnäytetyössä keskityttiin tarkastelemaan hydraulimoottorin männän ympäristöä, koska siellä ilmenevän kulumisen katsottiin rajoittavan eniten moottorin elinikää. Tarkastelukohteiksi valittiin männät, nokkarullat, nokkarengas ja sylinteriryhmän sylinteripesät (ks. kuvio 22). Tarkasteluun kuuluivat siten myös männän ja nokkarullan välinen liukulaakeri ja männänrenkas.



KUVIO 22. Tarkastelukohteet (Black Bruin Motors 2009, muokattu)

### 3.1.3 Moottorin voitelu

Hydraulimoottorissa käytetyt voiteluaineet ovat usein ISO standardien VG-luokituksen mukaisia hydraulikkaöljyjä ja käyttölämpötila on 40–70 °C välillä. Laskentaesimerkkeihin on otettu yleisesti käytetty ISO VG 46 öljy, jonka yhtälön 26 mukainen viskositeetin lämpötilariippuvuus on kuvattu alla olevassa kuviossa (ks. kuvio 23). Myös öljyn tilavuuden muuttuminen otettiin huomioon yhtälön 27 mukaisesti, mutta tämän vaikutukset viskositeettiin olivat todella vähäiset. Öljyn tiheytenä 20 °C lämpötilassa käytettiin arvoa  $\rho_{20} = 900 \text{ kg/m}^3$ .



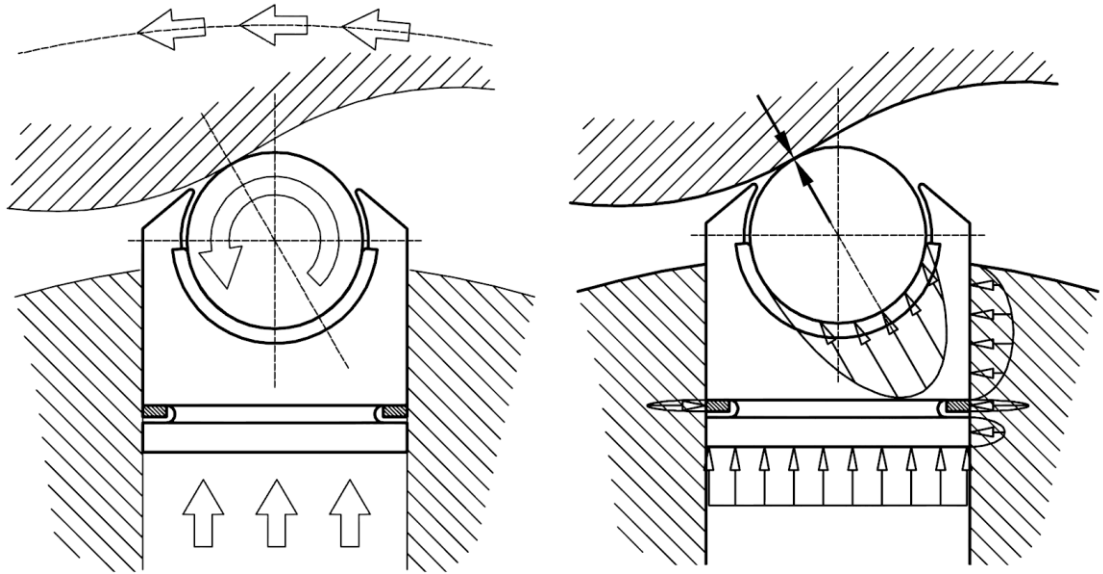
KUVIO 23. ISO VG 46 -öljyn dynaamisen viskositeetin lämpötilariippuvuus

EHD voitelun kalvonpaksuuksien laskennassa tarvittiin myös öljyn viskositeetin paine-eksponentin arvoa. Arvoa ei tunnettu ISO VG 46 öljylle, joten laskennassa käytettiin arvoa  $\alpha = 2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ .

### 3.1.4 Voimat tarkasteluympäristössä

Nokkarenkaaseen, nokkarullaan, mäntään ja sylinteripesän seinämiin kohdistuvia voimia tarkasteltiin männän ympäristössä. Osien massasta aiheutuvat paino- ja inertiaivoimat oletettiin pieniksi verrattuna hydraulisen paineen aiheuttamiin voimiin. Paluuskun aikana voimat ovat taas niin pieniä, ettei niitä katsottu merkittäviksi.

elinikä tarkastelun kannalta. Työiskun aikaiset painejakaumat on luonnosteltu alla olevaan kuvioon 24.



KUVIO 24. Osien liikesuunnat ja luonnos syntyvistä painejakaumista

Laskelmien helpottamiseksi tehtiin muutamia yksinkertaistuksia painejakaumien ja voimien huomioimisessa:

1. Männän alapintaan kohdistuva painejakauma korvattiin männän keskelle kohdistuvalla voimalla.
2. Sylinteriseinän kosketuspaine on korvattu yhdellä tukivoimalla. Sylinteriseinän ja männän välisen painejakauman katsottiin muuttuvan iskun aikana siten, että tämän tukivoiman korkeus muuttuu pystysuunnassa.
3. Sylinteriseinän ja männän välisten kitkavoimien katsottiin vaikuttavan aivan männän ulkoreunassa. Männän ja sylinteripesän kosketuspinnan kaarevuus jätettiin siten huomioimatta.
4. Nokkarullan ja liukulaakerin kosketuksessa mahdollisesti syntyvän hydrodynaamisen painejakauman muoto jätettiin huomioimatta. Liukukosketuksessa

ilmenevien voimien katsottiin siten kohdistuvan kuormitus suunnan mukaiseen kosketuspisteeseen.

5. Männänrenkaan sisäkehän paineen oletettiin painavan rengasta sylinteriseinästä vasten tasaisesti joka suuntaan. Tällöin huomioitavaksi jää ainoastaan männänrenkaan ja sylinteriseinänä välinen kitkavoima, minkä voidaan katsoa kohdistuvan männän keskelle.

Männän alapintaan kohdistuva voima voidaan laskea käyttöpainesta seuraavasti:

$$F_p = p_s A_{SP} = p_s \pi r_2^2. \quad (57)$$

Kuviossa 25 on kuvattu männänrenkaan ympäristössä muodostuvia voimia ja painejakaumia. Kuvassa männänrenkaan kosketuspinnan kaarevuutta on liioiteltu, eikä tämän alle muodostuvaa painejakaumaa huomioitu laskelmissa. Myös kotelopaine oletettiin  $p_k$  pieneksi. Kokonaiskitkavoima laskettiin seuraavan yhtälön mukaisesti:

$$F_{\mu MR} = \mu_{MR} F_{MR} = \mu_{MR} A_{MR} p_s = \mu_{MR} 2\pi(r_2 - b_{MR}) t_{MR} p_s, \quad (58)$$

missä

$F_{MR}$  on männänrenkaan ja sylinteriseinän välinen kokonaisvoima

$\mu_{MR}$  on männänrenkaan ja sylinteriseinän välinen kitkakerroin

$A_{MR}$  on männänrenkaan sisäkehän pinta-ala

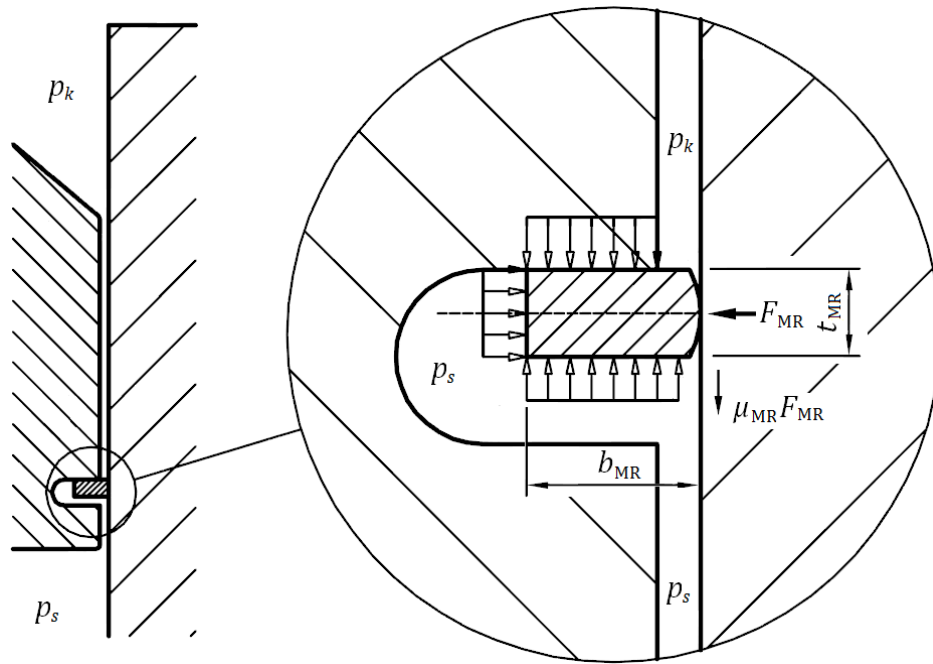
$p_s$  on sylinterikammion paine

$p_k$  on kotelopaine nokkarenkaalla

$t_{MR}$  on männänrenkaan paksuus

$b_{MR}$  on männänrenkaan leveys

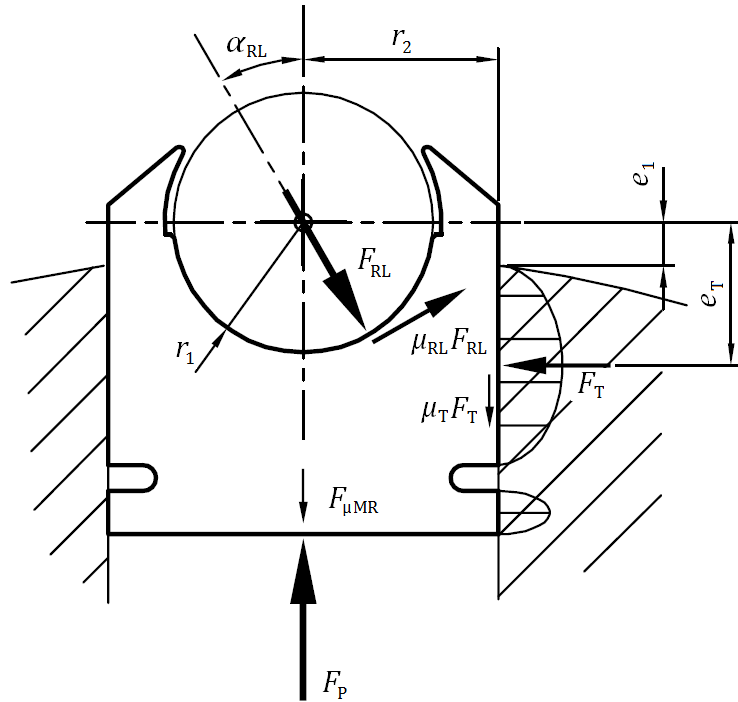
$r_2$  on sylinteripesän sisäsäde



KUVIO 25. Männänrenkaan ympäristön painejakaumat ja voimat

Nokkarenkaan ja -rullan kosketuskulma työiskun suuntaan nähden vaihtelee iskun aikana. Kosketuskulma riippuu nokkarenkaan geometriasta, jolla voidaan siten hallita moottorin tuottamaa vääntömomenttia. Nokkarenkaan geometrian yhtälö tunnettiin ja siitä voitiin ratkaista kosketuskulman muutos moottorin kiertokulman funktiona (ks. liite 3, kuvio 1).

Männän ympäristön voimasuureet on luonnosteltu alla olevaan kuvioon 26.



KUVIO 26. Mäntään kohdistuvat voimat

Tilannetta tarkasteltiin staattisena, jolloin yllä olevan kuvion perusteella laadittiin seuraavat tasapainoyhtälöt voimille ja momentille nokkarullan keskipisteen suhteen:

$$\overset{+}{\rightarrow} \sum F_x = F_{RL}(\sin \alpha_{RL} + \mu_{RL} \cos \alpha_{RL}) - F_T = 0 \quad (59)$$

$$\overset{+}{\uparrow} \sum F_y = F_P - F_{RL}(\cos \alpha_{RL} - \mu_{RL} \sin \alpha_{RL}) - F_{\mu MR} - F_T \mu_T = 0 \quad (60)$$

$$\overset{+}{\curvearrowright} \sum M_O = -F_{RL} \mu_{RL} r_1 + F_T \mu_T r_2 + F_T e_T = 0 \quad (61)$$

joissa

$F_P$  on sylinterikammion paineen aiheuttama voima

$F_T$  on tukivoima sylinterin seinästä



- $F_{\mu MR}$  on männänrenkaan kitkavoima  
 $F_{RL}$  on nokkarullaan kohdistuva voima  
 $\mu_T$  on männän ja sylinteriseinän välinen kitkakerroin  
 $\mu_{RL}$  on nokkarullan ja liukulaakerin välinen kitkakerroin  
 $\alpha_{RL}$  on nokkarullan ja nokkarenkaan kosketuskulma  
 $r_1$  on nokkarullan säde  
 $r_2$  on männän säde  
 $e_T$  on tukivoiman etäisyys rullan keskipisteestä iskusuunnassa

Yhtälöryhmän 60–62 kolmeksi tuntemattomaksi muuttujaksi jäivät  $F_T$ ,  $F_{RL}$  ja  $e_T$ . Yhtälöryhmä ratkaistiin Mathcad-ohjelmaa apuna käyttäen ja tuntemattomien muuttujien yhtälöt muotoutuivat seuraaviksi (ks. liite 4):

$$F_{RL} = \frac{F_P - F_{\mu MR}}{(\mu_T - \mu_{RL}) \sin \alpha_{RL} + (1 + \mu_T \mu_{RL}) \cos \alpha_{RL}} \quad (62)$$

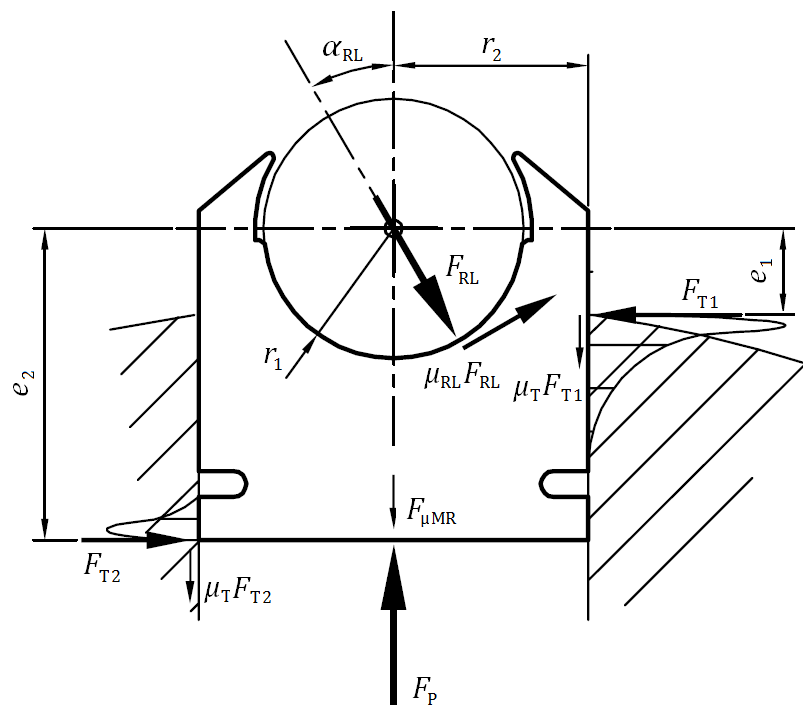
$$F_T = F_{RL} (\sin \alpha_{RL} + \mu_{RL} \cos \alpha_{RL}) \quad (63)$$

$$e_T = \frac{F_{RL}}{F_T} \mu_{RL} r_1 - \mu_T r_2 \quad (64)$$

Yhdistetyn voimakomponentin ja männän asemaa tarkasteltiin suhteessa sylinteriporauksen reunaan (ks. liite 3, kuvio 2). Työiskun aikana yhdistetty voimakomponentti näyttäisi asettuvan lähelle männän yläreunaa, mikä tarkoittaa painejakauman keskittymistä männän korvakkeen päähän hyvin pienelle pinta-alalle. Jos yhdistetty voimakomponentti muodostuu männän yläreunan yläpuolelle, pyrkii mäntä kippaamaan korvakkeensa yli. Asiaa voi ajatella kaltevalla tasolla liukumatta lepäävän laatikkomaisen kappaleen kanssa. Jos tason kaltevuuskulmaa kasvatetaan, kaatuu kappale jossain vaiheessa nurkkansa yli. Toinen tilanne missä kippaus pyrkii tapahtumaan, on voimakomponentin siirtyminen sylinteripesän reunan yläpuolelle. Laatikkoesimerkin

avulla havainnollistettuna laatikon voidaan ajatella lepäävän aivan kallistuvan tason reunalla, jolloin kippaaminen tapahtuu paljon helpommin.

Männän ja sylinteripesän välykset ovat kuitenkin niin pienet, että merkittävää männän liikahtamista ei tapahdu. Käytännössä kippaaminen tarkoittaa voimatasapainon muuttumista siten, että mäntä tukeutuu molemmin puolin sylinteripesää. Tilannetta on havainnollistettu alla olevassa kuviossa, johon on luonnosteltu myös reunoihin muodostuneita pienelle alalle jakautuneita kosketuspaineita (ks. kuvio 27).



KUVIO 27. Mäntään kohdistuvat voimat kippausasennossa

Männän ollessa kippaavassa asennossa, systeemin tasapainoyhtälöiksi muotoutuivat seuraavat:

$$\sum_{\rightarrow}^+ F_x = F_{RL}(\sin \alpha_{RL} + \mu_{RL} \cos \alpha_{RL}) - F_{T1} + F_{T2} \quad (65)$$

$$\sum_{\uparrow}^{+} F_y = F_P - F_{RL}(\cos \alpha_{RL} - \mu_{RL} \sin \alpha_{RL}) - F_{\mu MR} - (F_{T1} + F_{T2})\mu_T = 0 \quad (66)$$

$$\sum_{\cup}^{+} M_O = -F_{RL}\mu_{RL}r_1 + (F_{T1} - F_{T2})\mu_T r_2 + F_{T1}e_1 - F_{T2}e_2 = 0 \quad (67)$$

Kipanneen männän tapauksessa yhtälöryhmän kolmeksi tuntemattomaksi muuttujaksi jäivät  $F_{RL}$ ,  $F_{T1}$  ja  $F_{T2}$ . Kuten edellinen yhtälöryhmä, myös tämä ratkaistiin Mathcad-ohjelmaa apuna käyttäen (ks. liite 5) ja tuntemattomille muuttujille saatiin seuraavat yhtälöt:

$$F_{RL} = \frac{(F_P - F_{\mu MR})(e_2 - e_1)}{A' \sin \alpha_{RL} + B' \cos \alpha_{RL} + C'} \quad (68)$$

$$F_{T2} = \frac{F_P - F_{\mu MR} + F_{RL}[(\mu_{RL} - \mu_T) \sin \alpha_{RL} - (1 + \mu_T \mu_{RL}) \cos \alpha_{RL}]}{2\mu_T} \quad (69)$$

$$F_{T1} = F_{RL}(\sin \alpha_{RL} + \mu_{RL} \cos \alpha_{RL}) + F_{T2} \quad (70)$$

joissa

$e_1$	on sylinteripesän reunan etäisyys rullan keskipisteestä
$e_2$	on männän alapinnan etäisyys rullan keskipisteestä
$A'$ , $B'$ ja $C'$	ovat apumuuttujia.

Apumuuttujiksi saatiin seuraavat:

$$A' = (e_2 - e_1) + (e_2 + e_1)\mu_T \mu_{RL} + 2r_2 \mu_T^2 \mu_{RL} \quad (71)$$

$$B' = (e_2 + e_1)\mu_T - (e_2 - e_1)\mu_{RL} + 2r_2 \mu_T^2 \quad (72)$$

$$C' = -2r_1 \mu_T \mu_{RL} \quad (73)$$

## 3.2 Nokkarullan liukulaakeroinnin tarkastelu

### 3.2.1 Laakerimateriaali

Nokkarullan liukulaakerina toimii sisäpinnaltaan muovipinnoitettu metalliliuska. Laakeri on siten muovilaakeri, joita käytetään tyypillisesti kevyesti kuormitetuissa soveluksissa (ks. luku 2.5.4). Hydraulimoottorin nokkarullan liukulaakerit ovat kuitenkin raskaasti kuormitettuja ja laakerimateriaaliksi on etsitty tarkoitukseen sopivia komposiitteja. Hydraulimoottorin nokkarullien liukulaakerilta vaadittavat tärkeimmät ominaisuudet ovat:

- Pieni kitkakerroin – Liian suuri kitkakerroin johtaa rullan liukumiseen nokkarankaalla ja voimakkaaseen adhesiiviseen kulumiseen.
- Suuri kuormankestokyky – Laakeriin kohdistuva keskimääräinen pintapaine voi olla jopa 100 MPa.
- Hidas kulumisnopeus – Laakerin loppuun kuluminen johtaa yleensä moottorin tuhoutumiseen.
- Hyvä lämpötilankesto – Öljyn lämpötila saattaa nousta hetkellisesti jopa 100 °C, mikä ei saa vaikuttaa laakerin lujuusominaisuuksiin.

Taulukkoon 2 on koottu kahden yleisimmän moottorissa käytetyn liukulaakerin ominaisuuksia eri voiteluolosuhteissa sileää teräksistä akselia vasten.

TAULUKKO 2. Liukulaakereiden ominaisuuksia (DX Designer's Handbook 2012, 6–10; HX Designer's Handbook 2009, 6–10)

OMINAISUUS	LAAKERI		Yksikkö
	DX	Hi-eX	
<b>Rasvattuna</b>			
Maksimi liukunopeus	2,5	2,5	m/s
Maksimi PV-arvo	2,8	2,8	MPa x m/s
Kitkakerroin	0,06-0,12	0,03-0,08	-
<b>Öljyttynä</b>			
Maksimi liukunopeus	-	10,0	m/s
Maksimi PV-arvo	-	-	MPa x m/s
<b>Kitkakerroin</b>			
Hydrodynaaminen voitelu	0,001-0,01	0,001-0,01	-
Sekavoitelu	0,01-0,10	-	-
Rajavoitelu	0,02-0,10	0,02-0,15	-
Lepokitkakerroin	0,03-0,15	0,05-0,20	-
<b>Yleisesti</b>			
Sallittu lämpötila	-40 / +120	-150 / +250	°C
Öljyn sallittu lämpötila	+70	+150	°C
Myötölujuus	380	380	MPa
Maksimi staattinen kuorma	140	140	MPa
Maksimi dynaaminen kuorma	70	90	MPa
Maksimi hydrodynaaminen kuorma	45	60	MPa

Muovisiin laakerimateriaaleihin voidaan lisätä vahvikemateriaaleja ja lisäaineita, joilla suorituskkyä saadaan parannettua huomattavasti (ks. luku 2.5.4). Käytetyt laakerit ovat juuri tämän tyyppisiä: niiden rakenne on kerroksmainen ja materiaalit sisältävät kiinteitä voiteluaineita (ks. kuvio 28). Laakerin ominaisuudet määräävän muovipinnoitteen paksuus on 0,2–0,3 mm. Tämän kerroksen kuluttua pois on laakeri käytännössä käyttökelvoton. Lisäksi laakerin kiinteiden voiteluaineiden toimivuus saattaa heikentyä, kun kuluminen ylittää 0,15 mm. (DX Designer's Handbook 2012, 12; HX Designer's Handbook 2009, 12).



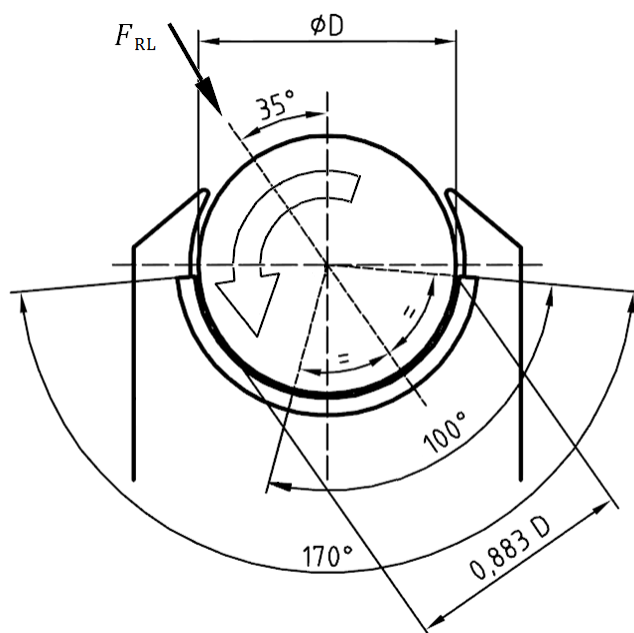
KUVIO 28. Käytettyjen liukulaakereiden rakenteet (DX Designer's Handbook 2012, 4; HX Designer's Handbook 2009, 4)

DX laakerin tapauksessa ongelmana on myös laakerimateriaalin hapettuminen käytettäessä hiilivetypohjaisia öljyjä yli 115 °C lämpötilassa. Hapettumista voi ilmetä alhaisemmilla lämpötiloilla, jos laakeri on jatkuvassa öljykylvyssä. Tällöin kosketuksessa olevan öljyn lämpötilan suositellaan olevan alle 70 °C. Hapettumisen seurauksena on laakerimateriaalin delaminoituminen, eli irtoaminen runkorakenteesta. (DX Designer's Handbook 2012, 8.) Hi-eX laakeri on vastustuskykyinen yli 115 °C lämpötilassa syntyneitä hapettuneita yhdisteitä vastaan ja käyttölämpötilaksi on rajattu 150 °C (HX Designer's Handbook 2009, 7).

Vertaamalla nokkarullan liukulaakerilta vaadittuja ominaisuuksia taulukkoon 2 kootuihin ominaisuuksiin, voidaan huomata, etteivät valmistajan lupaamat arvot täytä kaikkia vaatimuksia. Lisäksi valmistajan esittämät laskentamenetelmät liukulaakerin eliniän määrittämiseksi eivät anna järkeviä tuloksia, koska menetelmät perustuvat kuormituksen vertaamiseen sallittuihin kuormituksiin, joiden ylittyessä elinikä antaa negatiivisia arvoja. (DX Designer's Handbook 2012, 13–19; HX Designer's Handbook, 13–19). Tästä huolimatta laakerit toimivat nokkarullan sovelluksessa, vaikka ovatkin yksi moottorin elinikää rajoittavista osista. Selityksenä luvattua parempaan käyttäytymiseen lienee laakerivalmistajan ilmoittamien arvojen varovaisuus tai sovelluksen erityisluontoisuus. Oli syy mikä hyvänsä, laakereita käytetään materiaalien asettamien todellisten fysikaalisten ominaisuuksien asettamien rajoitusten mukaisesti.

### 3.2.2 Liukulaakerin kuormitus

Nokkarullan liukulaakerin kaarikulma on tyypillisesti noin  $170^\circ$ , eli laakeri on lähes täysi puolikas (ks. kuvio 29 vrt. kuvio 14). Nokkarullan kosketuskulma nokkarenkaan kanssa vaikuttaa laakerin kantaman kuorman suuntaan ja poikkeaa kohtisuorasta kuormituksesta enimmillään  $35$  astetta.



KUVIO 29. Liukulaakerin kaarikulma

Kaarikulman suuruus on oleellinen hydrodynaamisen voitelun tarkastelussa, jossa painejakauma pyrkii muodostumaan jättävästi kuormitussuuntaan nähden. Kun kuormitus on aivan ääriasennossa, kuormaa kantavan laakerin kaaren kaarikulma on noin  $100$  astetta (ks. kuvio 29). Kosketuskulman muuttuminen ja männän siirtyminen vaikuttaa myös seuraaviin liukulaakerin mitoituksessa oleellisiin muuttujiin:

- Rullan pyörimisnopeus  $N$  kasvaa rullan siirtyessä kauemmas moottorin pyörimisakselista. Moottorin pyörimisnopeuden katsottiin pysyvän vakiona (ks. liite 3, kuvio 4).

- Laakerin kantama kuormitus  $F_{RL}$  kasvaa, kun sylinterin iskusuuntaan nähden kohtisuora voimakomponentti suurenee kosketuskulman muuttuessa (ks. liite 3, kuvio 3).
- Liukulaakerin kosketuspinta-ala  $A$  pienenee, kun kuormitussuunta muuttuu (ks. liite 3, kuvio 6).

PV-arvo lasketaan liukumisnopeuden ja keskimääräisen pintapaineen tulona, joten kaikki yllä listatut vaikutukset kasvattavat PV-arvoa. Esimerkkimoottorin tapauksessa tekijöiden yhteisvaikutus kasvattaa PV-arvoa 1,6-kertaiseksi verrattuna kuormitukseen kosketuskulman ollessa nolla (ks. liite 3, kuvio 5).

### 3.2.3 Liukulaakerin voitelu

Laakerin voitelua tarkastellessa oletettiin lähtökohtaisesti, että laakeri toimii käytettäessä hydrodynaamisesti ja liikkeelle lähtiessä rajavoideltuna. Tällöin laakerin voitaisiin katsoa kuluvan vain liikkeelle lähdeettäessä tai voitelun tyrehtyessä. Laakerin pituus on lähes yhtä suuri kuin laakerin leveys, joten laakeria tulee tarkastella äärellisen leveänä säteisliukulaakerina (ks. luku 2.4.4). Liukulaakerin ja rullan radiaalinen välily on suuruusluokaltaan 0,1 mm. Arvo voi hieman vaihdella, jos sovitteen toleranssit otetaan huomioon. Toleranssien huomiointi osoittautui kuitenkin tarpeettomaksi seuraavan tarkastelun myötä.

Hydrodynaamisen voitelun saavuttamiseksi voitelukalvon paksuuden tulisi kuormituksesta riippuen olla 10–100-kertainen pinnan yhdistetyn karheuteen RMS-arvoon nähden (ks. luku 2.4.2). Olettamalla liukulaakerin pinta yhtä karheaksi rullan pinnan kanssa ( $R_a \approx 0,12 \mu\text{m}$ ), saatiin yhdistetyn pinnankarheuden RMS-arvoksi  $0,2 \mu\text{m}$ . Laakereiden kuormitus on hyvin dynaamista, joten hydrodynaamisen voitelun oletettiin vaativan 50-kertaisen paksuuden RMS-arvoon nähden. Tällöin voitelukalvon minimipaksuuden ( $h_0$ ) tulisi olla noin  $10 \mu\text{m}$ . Voitelukalvon minimikalvonpaksuus–välily-



suhteeksi ( $h_0/c$ ) tulee tällöin 0,1. Raimondin ja Boydin kaavioista katsottuna on vastaava Sommerfeldin luku 0,02 (ks. liite 6, kuvio 1).

Lämpötilan vaikutus voiteluominaisuuksiin on merkittävin sillä Sommerfeldin luvussa muuttujana olevan dynaamisen viskositeetin arvo kasvaa eksponentiaalisesti lämpötilan pienentyessä (ks. yhtälö 33 ja kuvio 23). Esimerkkimoottorin Sommerfeldin luku määritettiin kohtalaisella pyörimisnopeudella (60 rpm) ja käyttöpaineella (300 bar) useilla eri lämpötiloilla (ks. liite 3, kuvio 7). Esimerkkimoottorin Sommerfeldin luvuksi normaalissa käyttölämpötilassa (40 °C) saatiin vain noin 0,00001. Edes moottorille sallitussa minimikäyttölämpötilassa (-35 °C) Sommerfeldin luku ei nouse yli arvon 0,01, vaikka öljyn viskoosisuus on tällöin yli 3000-kertainen verrattuna viskositeettiin normaalissa käyttölämpötilassa.

Sommerfeldin luvun määritelmän perusteella luku kasvaa nopeutta lisäämällä ja painetta pienentämällä. Muuttamalla molempia yhden kertaluokan verran (paine 30 bar; nopeus 600 rpm), muuttuu Sommerfeldin luku kaksi kertaluokkaa, saaden esimerkkimoottorin tapauksessa arvon 0,001 normaalissa käyttölämpötilassa. Käyttöolosuhteet ovat tässä tapauksessa jo suhteellisen kaukana mielenkiintoisista todellisissa sovelluksissa käytetyistä arvoista, eikä voitelu silti riitä muodostamaan hydrodynaamista voitelukalvoa.

Edellisen tarkastelun perusteella nokkarullan ja liukulaakerin välinen voitelukalvo vaikuttaisi olevan kykenemätön toimimaan hydrodynaamisesti nykyisellä rakenteella. Tällöin liukulaakerin voidaan katsoa olevan jatkuvasti rajavoideltuna ja kulumisen jatkuvaa. Vaihtoehtoja hydrodynaamisuuden saavuttamiseksi pienillä rakenteellisilla muutoksilla olisivat välyksen muuttaminen tai pinnankarheuksien pienentäminen.

### **Pinnan tasoittaminen**

Tasaisempia pintoja käyttämällä tarvittava voitelukalvonpaksuus on pienempi, mutta vaikutus kalvonpaksuuden raja-arvoihin on vain lineaarinen (ks. luku 2.4.2). Tämä

tarkoittaa käytännössä sitä, että pienentämällä pinnankarheuden Ra-arvoa yhdellä kertaluokalla vaadittava voitelukalvonpaksuus pienenee myös yhdellä kertaluokalla. Pinnankarheuden Ra-arvo on kuitenkin jo nyt vain  $0,12\ \mu\text{m}$  ja sen kymmenkertainen pienentäminen vaatisi pinnan karheuden olevan nanometrien tarkkuudella valmistettu. Valtasen (2009, 559–560) mukaan tällaisen pinnan valmistamiseen on vain muutama menetelmä ja valmistuskustannukset kasvavat eksponentiaalisesti karheuteen nähden. Lisäksi myös nokkarullan ja nokkarenkaan kosketuksen osoitettiin toimivan rajavoideltuna, jolloin nokkarullan karheampi pinta pyrkii todennäköisesti karhentaamaan rullan pintaa. Sekä nokkarullan että nokkarenkaan pintojen karheuksien pienentämisestä saattaisi taas olla seurauksena haitallinen nokkarullan liukuminen nokkarenkaalla (ks. luku 3.5.4).

### **Välyksen muuttaminen**

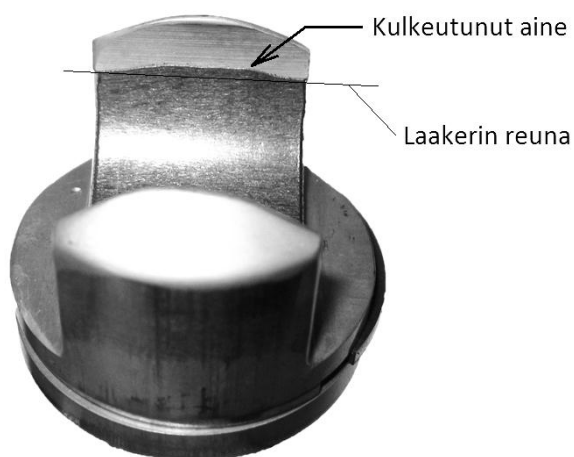
Toinen vaihtoehto hydrodynaamisuuden tavoittelussa olisi nokkarullan ja liukulaakerin välyksen muuttaminen. Yhden kertaluokan pienentäminen johtaa Sommerfeldin luvun kasvamiseen kahdella kertaluokalla, mutta se johtaa myös tarvittavan minimikalvonpaksuus–vällys-suhteen ( $h_0/c$ ) kasvamiseen yhdellä kertaluokalla ja päinvastoin. Lisäksi välystä voidaan pienentää alle yhden kertaluokan verran, sillä muutoin tarvittavan voitelukalvon minimipaksuuden arvo on suurempi kuin osien välyys. Siten tarkasteltiin tilannetta, jossa välystä pienennettäisiin puolella kertaluokalla (arvoon  $0,05\ \text{mm}$ ), jolloin tarvittavaksi välyksen suhdeluvuksi tulisi arvo  $0,5$ . Tällöin hydrodynaamiseen voiteluun vaadittava Sommerfeldin luvun tulisi olla  $0,2$ – $1,0$  riippuen kaarikulmasta (ks. liite 2, taulukko 1). Puolen kertaluokan muutos kuitenkin kasvattaa sovellukselle ominaista Sommerfeldin lukua vain nelinkertaiseksi (arvoon  $0,0004$ ).

Välyksen suurentaminen johtaa taas tarvittavan voitelukalvon paksuussuhteen ja sovellukselle ominaisen Sommerfeldin luvun pienentymiseen. Kasvattamalla välystä esimerkiksi yhdellä kertaluokalla (arvoon  $1,0\ \text{mm}$ ), tulee tarvittavaksi välyksen suhdeluvuksi  $0,01$  ja sovellukselle ominaiseksi Sommerfeldin luvuksi  $10^{-7}$  ( $0,0000001$ ). Rai-

mondin ja Boydin kaaviot eivät kuitenkaan anna Sommerfeldin luvun ala-rajaa, jolla voitelu voi toimia hydrodynaamisesti (Harnoy 2003, 190). Jos kuitenkin tarkastellaan Sommerfeldin luvun yhteyttä muodostuvaan pintapainejakautuman muotoon (ks. liite 2, taulukko 7), voidaan keskimääräisen ja maksimipintapaineen suhdeluvun huomata lähestyvän nollaa pienillä Sommerfeldin luvun arvoilla. Tämä tarkoittaa kuorman jakautumista hyvin pienelle pinta-alalle ja kosketus alkaa muistuttaa viivakosketusta. Koko liukulaakerin kosketuspinnalle laskettu pintapaine (maksimissaan 100 MPa) on jo suhteellisen suuri verrattuna laakerimateriaalille ilmoitettuun myötörajaan (380 MPa). Paineen jakautuminen vielä pienemmälle kosketuspinta-alalle johtaisi siten nopeasti laakerin myötörajan ylittymiseen. Tämän perusteella välyksen kasvattamista ei voida pitää hyvänä ajatuksena.

#### 3.2.4 Liukulaakerin kuluminen

Sekä DX, että Hi-eX liukulaakereiden pinnan on havaittu kulkeutuvan liukumissuuntaan ja kasaantuvan hiljalleen liukupinnan takaosaan rullan pyörimissuunnan mukaisesti (ks. kuvio 30 ja 31). Lisäksi pitkään käytössä olleissa moottoreissa liukulaakereissa on tyypillisesti lähes kokonaisena irrotettavissa oleva kalvomainen pintakerros, jonka materiaalin rakenne vaikuttaisi poikkeavan materiaalin alkutilasta.



KUVIO 30. Hi-eX liukulaakerin pintamateriaalin kulkeutuminen



KUVIO 31. DX liukulaakerin pinnan kulkeutuminen ja halkeilu

DX liukulaakereissa on havaittu myös liukupintaan muodostuvia halkeamia, joiden väri näyttää ruosteenruskealta muuten kirkkaankeltaista laakerimateriaalia vasten (ks. kuvio 32). Ilmiö voitiin jossain määrin yhdistää korkeisiin öljyn lämpötiloihin, joten kyseessä vaikuttaisi olevan korkean lämpötilan aiheuttama tribokemiallinen kulumisen. Laakerimateriaalin delaminaatiokulumista pidettiin todennäköisenä syynä kyseiselle kulumiselle (ks. luku 3.2.1).



KUVIO 32. DX liukulaakerin pinnan halkeilu

Koska liukulaakeri vaikuttaisi toimivan jatkuvasti rajavoideltuna, on sen kestoiän määräävänä kulumismekanismina todennäköisesti mekaaninen vuorovaikutus. Laakerin tribokemiallista kulumista ei tarkasteltu tarkemmin, koska kulumisen katsottiin ilmenevän vain ylitettäessä moottorin jatkuvan käyttölämpötilan rajoitus (70 °C). Yllä

kuvattujen havaintojen perusteella pinta vaikuttaisi olevan myötävässä tilassa käytön aikana, mikä on myös ominaista kiinteänä voiteluaineena toimivalle teflonille (ks. luku 2.3.2).

### 3.2.5 Liukulaakerin elinikämallin määrittäminen

Laakerimateriaalina on elastinen komposiittimuovi, joten perinteiset kahden metallisen pinnan kulumista kuvaavat adhesiivisen ja abrasiivisen kulumisen laskentamallit soveltuvat tarkoitukseen huonosti (ks. luku 2.5.4). Laakerimateriaalien pinnasta myötävä käyttäytyminen puoltaa joko kitkaenergiaan tai materiaalin kulkeutumiseen pohjautuvaa laskentamallia. Rajavoidellun kosketuksen kitkakäyttäytymisen mallintaminen koettiin monimutkaistavan kitkaenergiaan perustuvien laskentamallien käyttöä. Kitkakerroin olisi voitu kertoa osaksi kulumiskerrointa, mutta tällöin laskentamalli palaa huonosti soveltuvien abrasiivisen ja adhesiivisen kulumisen malleihin. Käytetyksi laskentamalliksi valittiin siten materiaalin kulkeutumiseen pohjautuva malli (ks. luku 2.5.5).

Kulkeutumiskulumisen mallissa pinnan myötösyvyys vaikuttaa oleellisesti kulumisnopeuteen. Myötösyvyys oletettiin suoraan verrannolliseksi kovemman materiaalin pinnankarheuteen ja muiden tekijöiden vaikutukset siihen oletettiin pieniksi. Yhtälö 47 muotoutui tällöin seuraavasti:

$$V = k_{mv} \frac{F_{RL}}{\sigma_c} \left( \frac{h}{B} \right)^2 x = k'_{mv} \frac{F_N}{\sigma_c} \left( \frac{R_a}{B} \right)^2 x, \quad (74)$$

jossa

$k_{mv}$  on laakerimateriaalikohtainen kulumiskerroin

$k'_{mv}$  on kulumiskerroin  $R_a$  arvon perusteella

$V$  on kulunut tilavuus

- $F_{RL}$  on laakerin kantama kuorma  
 $\sigma_c$  on laakerimateriaalin myötöraja  
 $x$  on liukumismatka  
 $h$  on myötösyvyys  
 $R_a$  on nokkarullan pinnankarheus  
 $B$  on kosketuspinnan leveys.

Kulumista tarkasteltaessa oltiin kiinnostuneita radiaalisesta kulumisnopeudesta, eli laakerimateriaalin paksuuden ohenemisesta. Tämä saatiin lisäämällä aikariippuvuus ja jakamalla se puolittain laakerin kosketuspinta-alalla. Yhtälö 75 muuntui tällöin seuraavasti:

$$\frac{d}{dt} \frac{V}{A_{RL}} = \frac{d}{dt} k_{mv} \frac{F_{RL}}{\sigma_c} \left( \frac{R_a}{B} \right)^2 \frac{x}{A_{RL}} \quad (75)$$

$$\frac{d}{dt} S_r = k_{mv} \frac{1}{\sigma_c} \left( \frac{R_a}{B} \right)^2 \frac{F_{RL} U}{2RB} \quad \left( = k_{mv} \frac{1}{\sigma_c} \left( \frac{R_a}{B} \right)^2 PV \right), \quad (76)$$

jossa

- $S_r$  on kulunut paksuus  
 $A_{RL}$  on laakerin kosketuspinta-ala  
 $R$  on nokkarullan säde  
 $U$  on liukumisnopeus ( $dx/dt$ )  
 $B$  on kosketuspinnan leveys  
 $PV$  on laakerin kuormituksen PV-arvo.

Kulunut kokonaispaksuus voidaan laskea integroimalla yhtälö 77 ajan suhteen kokonaisajan  $T$  yli. Jos kuorma ja nopeus ovat vakioita aina tietyn ajan verran, voidaan integraali yksinkertaistaa summalausekkeeksi seuraavasti:

$$S_r = \int_0^T \frac{d}{dt} S_r dt = \sum_{i=1}^K \left[ k_{mv} \frac{1}{\sigma_c} \left( \frac{R_a}{B} \right)^2 \frac{F_{RLi} U_i}{2RB} T_i \right] \quad (77)$$

$$S_r = k_{mv} \frac{1}{\sigma_c} \frac{1}{2RB} \left( \frac{R_a}{B} \right)^2 \sum_{i=1}^K (F_{RLi} \cdot U_i \cdot T_i), \quad (78)$$

jossa alaindeksi  $i$  viittaa kuhunkin ajanhetkeen, jona kuormitus on muuttumaton.  $T_i$  on aikajakson pituus, joiden kaikkien summa on kokonaisaika:

$$T = \sum_{i=1}^K T_i \quad (79)$$

Kun aikajaksojen pituudet, kuormitus ja kuluneen elastomeerin kokonaispaksuus tunnetaan, voidaan yhtälöstä 79 ratkaista kulumisvakio seuraavan lausekkeen muotoon:

$$k_{mv} = 2RB S_r \sigma_c \left( \frac{B}{R_a} \right)^2 \left[ \sum_{i=1}^K (F_{RLi} \cdot U_i \cdot T_i) \right]^{-1} \quad (80)$$

Jos kulumisvakio ja kuormitus tunnetaan, voidaan tietyn toistuvan aikajakson aikana kulunut syvyys määrittää yhtälön 79 perusteella ja laskea montako kertaa kuormitus voidaan toistaa. Tämän jälkeen kokonaiselinikä ratkaistaan kertomalla kestäettyjen aikajaksojen määrä aikajakson pituudella.

### 3.2.6 Liukulaakerin elinikämallin soveltaminen

Laakereiden kestävyyttä oli testattu moottorin kestoprootteilla, joissa oli mitattu moottorin käyttöpainetta ja pyörimisnopeutta. Vikaantumisen todellinen syy oli kuitenkin usein hankala määrittää, jolloin vikaantumisen syy pyrittiin päättelemään. Esimerkiksi männän kiinnileikkaantumisen ja liukulaakerin loppuun kulumisen yhtäaikaista ilme-

nemisen tapauksessa pääteltiin, että liukulaakerin loppuun kulumisen saa aikaan männän lämpenemisen ja kiinnileikkaantumisen. Tätä havaintoa tuki myös seikka, että männän kiinnileikkaantumista ilmeni vain harvoin laakereiden ollessa ehjiä.

Moottorin pyörimisnopeudesta voitiin määrittää rullan pyörimisnopeus, kun iskun aikainen moottorin pyörimisnopeuden suhdeluku tunnettiin (ks. liite 3, kuvio 4). Rullan pyörimisnopeuden ja kaarevuussäteen perusteella määritettiin liukumisnopeus:

$$U = 2\pi R \frac{N}{60}, \quad (81)$$

jossa

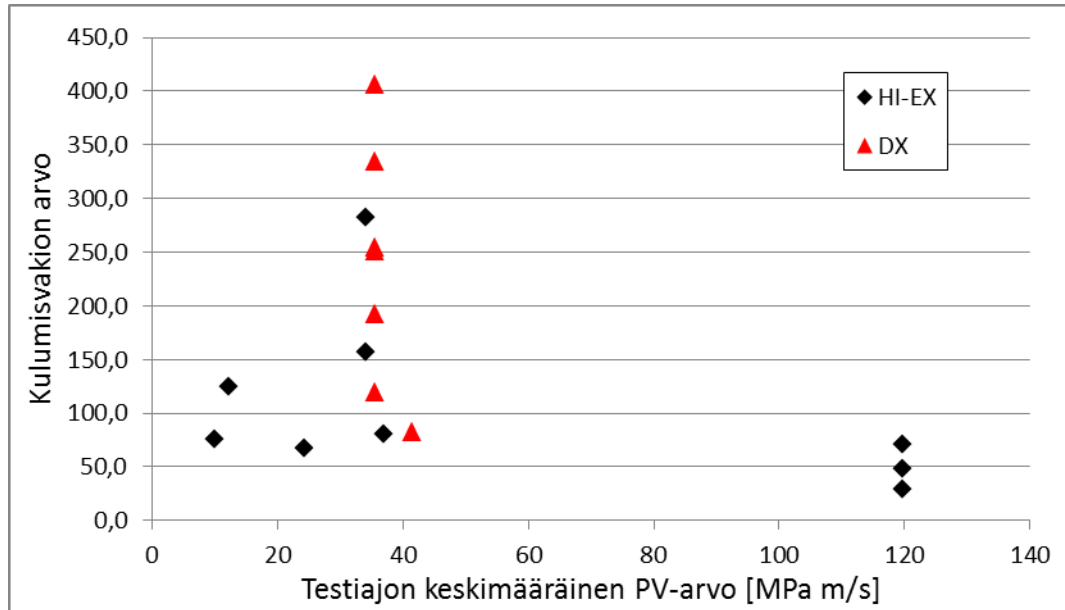
$N$  on pyörimisnopeus [rpm]

$R$  on nokkarullan säde.

Laakerin kestoikää laskettaessa kitkakertoimet oletettiin pieniksi ja laakerin kantama kuorma  $F_{RL}$  laskettiin ratkaistujen voimayhtälöiden avulla (ks. luku 3.1.4). Laakerin keskimääräisen paksuuden arvoksi määritettiin  $S_r = 0,25$  mm ja rullan pinnankarheutena käytettiin arvoa  $R_a = 0,12$   $\mu\text{m}$ . Työiskua seuraavan paluuiskun aikana liukulaakerin kuormitus oletettiin niin pieneksi, että sen aiheuttama kulumisen voitiin jättää huomioimatta.

Laakeriliuskan kulumisen voitiin katsoa olevan moottorin vikaantumisen pääsyyinä 16 vikaantumistapauksessa. Molemmille laakeriliuskatyypille (DX ja Hi-eX) saatiin kymmenkunta elinikätulosta, joille laskettiin kulumiskertoimen suuruus yhtälön 81 mukaisesti. Alla olevassa kuviossa 33 on esitetty saadut kulumiskertoimien arvot laakerin keskimääräisen kuormituksen suhteen. Saatujen arvojen avulla määritettiin kulumiskertoimen keskiarvo ja standardihajonta molemmille käytetyistä laakerimateriaaleista (ks. taulukko 3).





KUVIO 33. Liukulaakerien kulumiskertoimien arvot kuormituksen suhteen

TAULUKKO 3. Kulumiskertoimelle saadut arvot

Laakeri	Havaintojen määrä	Keskiarvo	Standardihajonta
<b>DX</b>	7	235	114
<b>Hi-eX</b>	9	104	77,39

Testeissä käytetyissä moottoreissa on kuitenkin useita liukulaakereita, joita kaikkia kuormitettiin siten samalla kuormituksella. Testit pysäytettiin, jos yksikin laakeri ehti hajota, mutta myös muissa oli havaittavissa selvää kulumista. Saadut havainnot kulumiskertoimelle voidaan siten laajentaa koskemaan kaikkia testissä kuormitettuja liukulaakereita, jolloin kulumiskertoimen arvo voidaan määrittää paljon suuremman havaintojoukon perusteella. Näin saadut tulokset kulumiskertoimelle löytyvät taulukosta 4. Arvot eivät kuitenkaan käytännössä ole yhtään yksittäisille havainnoille laskettuja arvoja tarkempia. Syy samankaltaisuuteen lienee kaikkien havaintojen painot-

tuminen tasaisesti, koska testimoottoreiden sisältämien liukulaakereiden määrässä ei ollut suurta vaihtelua.

TAULUKKO 4. Kulumiskertoimelle laajennetut arvot

Laakeri	Havaintojen määrä	Keskiarvo	Standardihajonta
<b>DX</b>	70	235	106
<b>Hi-eX</b>	94	102	72,1

Kulumiskertoimet tuntemalla, voitiin yhtälöiden 79 ja 80 perusteella tehdä sovellus, joka laskee laakerin kulumiseen menevän ajan, kun hydraulimoottoria kuormitetaan tietyn kuormitusprofiilin mukaisesti (ks. luku 3.5.2). Eliniän laskennassa käytettiin samoja oletuksia kuin kulumiskertoimen määrittämisessä. Laakerin elastomeerin paksuuden arvojen katsottiin normaalijakautuneen ilmoitettujen minimi- ja maksimiarvojen välille (0,2–0,3 mm), jolloin sen standardihajontana käytettiin kuudesosaa (0,017 mm) vaihteluvälistä (ks. luku 2.1). Ratkaistaessa yhtälö 79 ajan suhteen, muodostuu normaalijakautuneiden arvojen välille jakolaskutoimitus ( $S_r/k_{mv}$ ). Shigleyn ym. (2004, 51) mukaan voidaan laskutoimituksen keskiarvo laskea tällöin normaalisti, mutta keskihajonnan yhdistämisessä on sovellettava virheen etenemistä. Virheen etenemisen teoria sivuutettiin tämän opinnäytetyön teoriaosuudessa, mutta sitä sovellettiin silti liukulaakerin eliniän määrittämisessä.

Normaalijakauman mukaisesti jakautuneiden muuttujien yhdistämistä varten tulee niiden arvoille määrittää seuraava vaihteluvälin muuttuja: (Shigley ym. 2004, 40)

$$C_x = \frac{s_x}{\bar{x}}, \quad (82)$$

jossa

- $x$  on tarkasteltava muuttuja  
 $\bar{x}$  on muuttujan arvon keskiarvo  
 $s_x$  on muuttujan arvon standardihajonta.

Kulumiskertoimen arvoille vaihteluvälin muuttujan arvot on esitetty taulukossa 5 ja elastomeerin paksuudelle saatiin arvo 0,067. Elastomeerin paksuuden ja kulumiskertoimen suhdeluvun standardihajonta voitiin laskea seuraavan yhtälön avulla: (Shigley ym. 51)

$$s_{S/k} = \bar{S}_r / \bar{k}_{mv} \left[ \frac{C_S^2 + C_k^2}{1 + C_k^2} \right]^{1/2} \quad (83)$$

jossa

- $C_S$  on elastomeerin paksuuden vaihteluvälin muuttuja  
 $C_k$  on kulumiskertoimen vaihteluvälin muuttuja  
 $\bar{S}_r$  on laakerin paksuuden keskiarvo  
 $\bar{k}_{mv}$  on kulumiskertoimen keskiarvo  
 $s_{S/k}$  on paksuuden ja kulumiskertoimen suhdeluvun standardihajonta.

Molempien tarkasteltujen liukulaakerien elastomeerin paksuuden ja kulumisvakion suhdeluvun arvot sekä hajonta on esitetty taulukossa 5.

TAULUKKO 5. Liukulaakerin paksuuden ja kulumiskertoimen suhdeluvut

Laakeri	Vaihteluvälin muuttuja	Suhdeluvun keskiarvo [ $10^{-6}$ m]	Standardihajonta [ $10^{-6}$ m]
<b>DX</b>	0,486	1,07	0,470
<b>Hi-eX</b>	0,747	2,41	1,45

Kertomalla suhdeluvun ja standardihajonnan arvot muiden muuttujien muodostamalla vakiotermillä, saatiin ratkaistua eliniän keskiarvo ja standardihajonta. Kun eliniän keskiarvo ja standardihajonta tunnettiin, voitiin sille määrittää tietyn luotettavuuden omaavia raja-arvoja.

### **3.3 Nokkarullan ja nokkarenkaan tarkastelu**

#### **3.3.1 Nokkarullan ja nokkarenkaan voitelu**

Nokkarullan ja nokkarenkaan kosketusta tarkasteltiin olettamalla sen vierivän liukumatta. Kosketuksen voitelukalvon paksuutta tarkasteltiin viivakosketuksen elastohydrodynaamisena voiteluna yhtälöiden 36 ja 37 mukaisesti (ks. luku 2.4.6). Harnoyn (2003, 342) mukaan vierintälaakereissa EHD voitelukalvon avulla saadaan merkittävästi parannettua pintojen kulumiskestävyyttä. Myös pintojen väliset kitkavoimat pienenevät, kun koskettavien kappaleiden välillä on pinnat täydellisesti erottava voitelukalvo (ks. luku 2.4.2).

Hydraulimoottorin nokkarullan ja nokkarenkaan välillä täytyy kuitenkin olla tietyn verran kitkakäyttäytymistä. Nokkarulla vierii vain, jos sen ja liukulaakerin väliset kitkavoimat ovat pienemmät kuin nokkarenkaan ja nokkarullan väliset kitkavoimat. Vierintäkoskettavien pintojen välisen kitkan vähentyminen johtaa siihen, että rulla pyrkii liukumaan nokkarenkaalla ja pintojen välinen hydrodynaaminen puserrusvaikutus muuttuu liukuvan kappaleen hydrodynamiikaksi. Kosketuspintojen kaarevuus on kuitenkin niin suuri, että hydrodynaamisen voitelukalvon muodostuminen on epätoennäköistä ja pinnat karhentuvat kosketuskulumisen seurauksena toisiaan vastaan liukuessa. Rullan karhentuminen johtaa taas nopeaan liukulaakerin kulumiseen ja etenee vaiheittain koko moottorin vikaantumiseksi. Täydellinen EHD voitelun muodostuminen voidaan siten katsoa epäsuotuisaksi ilmiöksi nokaan ja rullan vierintäkosketukselle.

EHD voitelun kalvonpaksuus määritettiin esimerkkimoottorille useilla eri käyttölämpötiloilla kohtalaisesti kuormitettuna (60 rpm, 300 bar) ajettaessa (ks. liite 3, kuvio 12). Laskennallinen kalvonpaksuus oli EHD voitelualueella (3–5 x RMS) vasta reilusti normaalia käyttölämpötilaa kylmempiä öljyjä käytettäessä, mutta lämpötilan ollessa vähemmän kuin -20 °C, lähestyi kalvonpaksuus jo hydrodynaamisen voitelun rajaa (10 x RMS) (ks. luku 2.4.2). Yhtälöiden 36 ja 37 mukaan kertaluokkaa pienempi kuormitus johtaa 1,4 kertaa paksumman voitelukalvon muodostumiseen ja vierintänopeuden kertaluokan suuruinen kasvaminen johtaa taas voitelukalvon paksuuden viisinkertaistumiseen. Esimerkkimoottorin tapauksessa molempien muuttuminen kertaluokalla (kuormituksen arvoihin 600 rpm ja 30 bar) tarkoittaisi laskennallisen voitelukalvonpaksuuden kasvamista noin 7-kertaiseksi. Tällöin lämpötilassa 0 °C muodostuvan voitelukalvon paksuus saattaisi olla jo riittävä muodostaakseen EHD voitelukalvon (ks. liite 3, kuvio 12).

Nokkarenkaan pintaa on tarkoituksenmukaisesti karhennettu hydrodynaamisen voitelukalvon muodostumisen ja siten liukumisen estämiseksi. Ajettaessa moottoria kylmillä öljyillä näyttäisi hydrodynaamisen voitelukalvon muodostuminen kuitenkin olevan mahdollista, jolloin nokkarulla saattaa alkaa luistamaan nokkarenkaalla. Liukulaakerin ja nokkarullan väliseen voiteluun kylmillä öljyillä ei näyttänyt olevan suurta merkitystä (ks. luku 3.2.3).

### **3.3.2 Nokkarenkaan ja nokkarullan kuluminen**

Normaaleissa käyttöolosuhteissa nokkarengas ja nokkarulla eivät vaikuta kuluvan juuri ollenkaan. Havaittavissa on ainoastaan pientä sisäänajoon liittyvää pintojen karheuksien tasoittumista. Jos satunnaisten ilmiöiden aiheuttamat vikaantumiset jätetään huomioimatta, vierivien osien elinikä määräytyy väsymiskestävyyden perusteella. Yleensä pinnan alta lähtöisin oleva väsymiskuluminen saa eliniän loppuvaiheessa aikaan suhteellisen suuren kulumispartikkelin irtoamisen (ks. luku 2.5.7). Par-

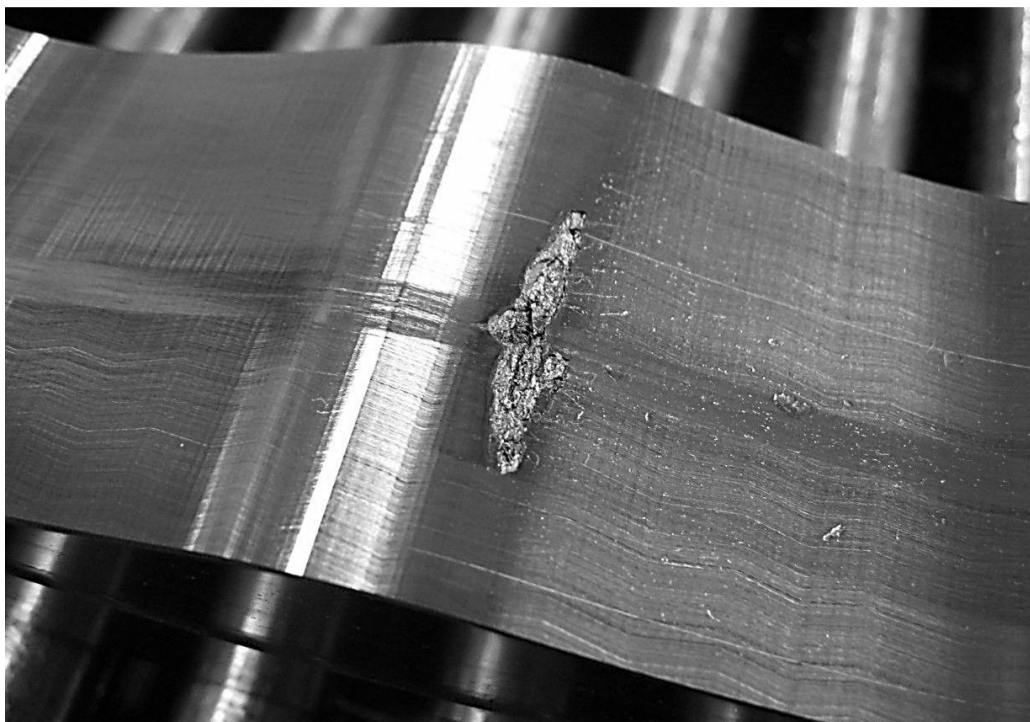
tikkelin jälkeensä jättämä kuoppa aiheuttaa toistuvasti toistensa yli vierivien pintojen karhentumista, johtaen nopeasti moottorin vikaantumiseen.

Väsymiskuluminen voi alkaa myös pinnasta, jos pintaan kohdistuu suuria kitkavoimia tai paikallisia jännityskeskittymiä (ks. luku 2.5.7). Pinnasta lähtevää väsymisvauriota pyritään ehkäisemään sisäänajon avulla, jolloin pinnankarheet tasoittuvat ja käytössä muodostuvat jännityskeskittymät jäävät pienemmiksi.

Hydraulimoottorin nokkarullassa ja nokkarenkaassa havaitut väsymisvauriot vaikuttivat tyypillisesti olevan pinnan alta lähtöisin olevia murtumia ja nokkarulla vikaantui tyypillisesti ensin (ks. kuvio 34). Muutaman kestopisteen yhteydessä oli havaittu myös nokkarenkaan väsymisvaurio, mutta tällöin renkaan lisäksi oli poikkeuksetta jokin rullakin väsymisvaurioitunut (ks. kuvio 35). Yhtäaikainen väsymisvaurion ilmeneminen viittaisi lähes yhtä pitkään komponenttien väsymiseliniikään. Toisaalta väsymisvaurioituneen pinnan kosketuksessa syntyy jännityskeskittymiä, jotka nopeuttavat toisenkin pinnan väsymiskulumista.



KUVIO 34. Nokkarullan väsymisvaurio ja sen seurauksena tuhoutunut liukulaakeri



KUVIO 35. Nokkarenskaan väsymisvaurio

### 3.3.3 Vierivän kosketuksen väsymisen elinikämallin valitseminen

Vierivän väsymisen eliniän määrittämiseksi ei liene yhtä ja oikeaa menetelmää. Käytetyin tapa on laakeriteollisuudessa sovellettu tilastollinen tarkastelu, mutta tälle löytyy lukuisia vaihtoehtoja (Sadeghi ym. 2009). Sopivan sovellettavan menetelmän valitsemiseksi eri menetelmiä verrattiin keskenään. Aihetta käsittelevää kirjallisuutta oli vaikea löytää, joten teorioiden ominaisuuksia arvioitiin aiheesta löydettyjen tieteellisten julkaisujen (Sadeghi ym. 2009, Harris & Barnsby 2001, Zaretsky 2000, Zaretsky 1996) perusteella. Julkaisujen avulla pystyttiin myös muodostamaan kokonais-  
kuvan aiheesta.

Eri teorioihin pohjautuvien laskentamenetelmien paremmuutta arvioitiin seuraavien ominaisuuksien perusteella:

- **Toteutettavuus** – Teoriaan liittyvien laskentamenetelmien toteuttamiskelpoisuus käyttökelpoiseksi ohjelmaksi.
- **Soveltuvuus** – Teorian soveltuminen tarkasteltavien komponenttien vikaantumiselle.
- **Luotettavuus** – Laskentamenetelmän avulla saatujen tulosten paikkansapitävyys.
- **Kalibroittavuus** – Laskentamenetelmien parametrien määritettävyyys.

Menetelmiä arvioitiin ensin verraten niitä lähestymistapaan perustuvan jaotteluun mukaisesti. Jaottelu voidaan tällöin tehdä deterministisiin ja tilastollisiin malleihin, joiden teoreettiset lähtökohdat väsymiskulumisen analysointiin eroavat merkittävästi toisistaan. Vertailun tulokset on esitetty taulukossa 6 ja perusteet valituille arvioille liitteessä 6.

Vertailutaulukoissa käytettyjen symbolien merkitys on alla olevan listan mukainen:

- + + ominaisuus on hyvin ominainen teorialle
- + ominaisuus on ominainen teorialle
- + - ominaisuuteen liittyy myönteisiä ja kielteisiä puolia
- ominaisuus ei ole ominainen teorialle
- ? ominaisuuden arviointi vaatisi lisäselvitystä

TAULUKKO 6. Determinististen ja tilastollisten mallien vertailu

	Tilastolliset teorat	Deterministiset teorat
Toteutettavuus	+	+ -
Soveltuvuus	+ +	-
Luotettavuus	+ -	?
Kalibroittavuus	+ -	+



Vertailun perusteella päädyttiin käyttämään tilastollisia teorioita nokkarenkaan ja nokkarullan eliniän määrittämiseen. Determinististen teorioiden avulla saatujen tulosten luotettavuus jäi epäselväksi ja niiden koettiin soveltuvan huonosti tarkasteltavaan kohteeseen. Tilastollisten menetelmien käyttämistä taas puolsi niiden laajamittainen soveltaminen laakeriteollisuudessa. Toisaalta tilastollisten mallien soveltamiseen liittyi riski, että laakeriteräksille saadut tulokset eivät päde nokkarenkaan ja nokkarullan materiaaleille, jolloin kriittisten jakauman muotoparametrien määrittäminen riittävällä tarkkuudella vaatisi laajamittaista vierivän väsymisen testausta.

Tilastollisista teorioista valikoitiin neljä samankaltaista teoriaa, joita oli sovellettu laakereille olemassa olevaan laajaan testaustyöhön. Malleihin on tutustuttu tarkemmin tämän opinnäytetyön luvussa 2.6, jossa kerrotaan mallien keskeiset teoreettiset lähtökohdat, kytkökset toisiinsa ja laakeriteollisuudesta saadut tulokset laskentamallien parametreille. Seuraavaan taulukkoon 7 on taas koottu teorioiden vertailun pohjalta tehdyt arviot tärkeimmiksi katsotuista laskentamallien ominaisuuksista. Tarkemmat perustelut arvioille on esitetty liitteessä 7.

TAULUKKO 7. Neljän tilastollisen mallin vertailu

	Weibullin teoria	LP-teoria	IH-teoria	Zaretskyn teoria
Toteutettavuus	+	+	+	+
Soveltuvuus	+	+	++	++
Luotettavuus	?	+	+-	+
Kalibroituavuus	+	+	+	+

Myös muita erityyppisiä tilastollisia teorioita väsymiseliniän laskentaan harkittiin, mutta ne olivat yleensä kehitetty toisen tyyppistä, kuin vierintälaakeriin verrattavissa olevaa nokkarullan ja nokkarenkaan sovellusta varten. Tilastollisten mallien vertailun perusteella Zaretskyn teoria vaikutti parhaalta, tosin myös lonnideksen ja Harriksen teorian soveltamista ilman väsymisrajaa harkittiin. Tällöin teoria olisi palautunut läh-

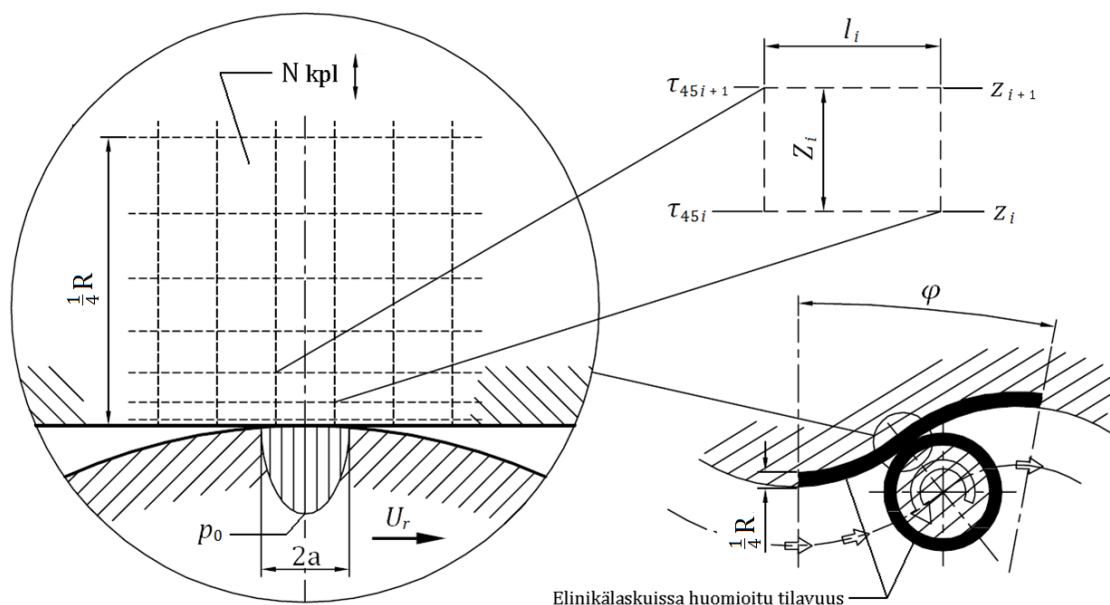
tökohtiltaan samaksi kuin LP-teoria, mutta laskentamenetelmät olisivat olleet tarkemmat. Lisäksi kaikkien analysoitujen teorioiden pohjalta voidaan todeta, että vierintäkosketuksen väsymisilmiö on luonteeltaan tilastollinen ja elinikään liittyy aina materiaalin ominaisuuksista johtuvaa hajontaa.

### **3.3.4 Nokkarullan ja nokkarenkaan kosketusmekaniikan tarkastelu**

Kosketuspintojen alle muodostuvia jännityksiä tarkasteltiin työiskun aikana, jolloin nokkarulla vierii nokkaa pitkin kuormitettuna. Tarkastelukohdiksi valittiin kohdat nokkarenkaalla käännettäessä moottoria pyörimissuuntaan 0,1 astetta kerrallaan, kunnes rulla oli edennyt nokkarenkaan profiilin pohjalle. Moottorin sanotaan tällöin pyörähtäneen yhden työsektorin verran.

#### **Nokkarenkaan tilavuuselementit ja kuormitus**

Jokaisessa tarkastelukohdassa tarkastelusyvyvydeksi määritettiin neljännes nokkarullan säteestä. Tällä syvyydellä kosketusjännitykset ovat jo niin pienet, että huomioimattoman tilavuuden vaikutus elinikään on lähes olematon. Lisäksi mitä syvemmmältä tarkastellaan, sitä enemmän pintojen kaarevuuden vaikutukset korostuvat. Pintojen kaarevuuden vaikutukset jätettiin huomioimatta laskelmien yksinkertaistamiseksi. Tarkastelusyvyys jaettiin sataan elementtiin, joille jokaiselle määritettiin keskimääräiset jännityskomponentit. Jännityskomponentit laskettiin tilanteen mukaan, jossa rulla on juuri elementin kohdalla, jolloin elementtien kuormitus on suurimmillaan (ks. kuvio 36). Elementin pituus vastasi nokkarullan vierimää matkaa  $l_i$ , joka ratkaistiin tunnetun nokkarenkaan profiilin yhtälön perusteella. Esimerkiksi 8-nokkaisessa moottorissa työsektori on 22,5 astetta, jolloin tarkasteltavien elementtien yhteismääräksi tulee 22 500 kappaletta.



KUVIO 36. Tilavuuselementit vierivän kosketuksen laskelmissa

Tarkastelukohtien jaon ollessa riittävän tiheä, voidaan jokaisessa kohdassa kuormituksen, geometrioiden ja nopeuksien ajatella pysyvän muuttumattomina. Nokkarullan ja nokkarenkaan välisen normaalivoiman katsottiin olevan yhtä suuri mäntään kohdistuvan voiman  $F_{NR}$  kanssa (ks. liite 3, kuvio 3). Kosketuskohtien geometria määritellään nokkarullan leveyden ja yhdistetyn kaarevuussäteen avulla (ks. liite 3, kuvio 8). Lisäksi määritettiin kappaleiden elastisuutta kuvaava yhdistetty kimmokerroin (ks. luku 2.2.3). Kappaleiden materiaalien kimmoisia ominaisuuksia voitiin pitää samana, joten molemmille käytettiin kimmokertoimen arvoa 210 GPa ja Poissonin vakion arvoa 0,3. Elastisuus, geometria ja kimmoisuus tuntemalla, voitiin yhtälöiden 17 ja 19 avulla ratkaista viivakosketuksen leveys ja Hertzin maksimipintapaine jokaisessa tarkastelukohdassa (ks. liite 3, kuvio 9 ja 10). Hertzin pintapainetta ja kosketusalueen leveyttä tarvittiin elementtien jännityskomponenttien ratkaisemiseksi yhtälöiden 20–22 avulla (ks. liite 3, kuvio 11).

Jokaisen elementin ylä- ja alapinnan jännitykset ratkaistiin ja niiden keskiarvoa käytettiin elementin jännityksenä. Jännitysten tarkastelu oli kriittisempää lähellä pintaa,

jossa ilmenevät maksimijännitykset ovat pinnan väsymiseliniän määräävä tekijä. Tämän vuoksi tarkasteluväliä tihennettiin lähellä pintaa, määrittämällä tarkastelukohdat syvyyden suhteen seuraavasti:

$$Z_i = \frac{R}{4} \left( \frac{i}{N} \right)^2, \quad \text{kun } i = 0, 1, 2 \dots N \quad (84)$$

ja jossa

$Z_i$  on tarkastelukohdan syvyys

$R$  on nokkarullan säde

$i$  on syvyyden tarkastelukohta

$N$  on syvyyden tarkastelukohtien kokonaismäärä.

### **Nokkarullan tilavuuselementit ja kuormitus**

Hertzin teorian mukaisesti koskettavien pintojen voidaan katsoa käyttäytyvän elastisten puoliavaruuksien tavoin. Tällöin molempiin pintoihin syntyvät jännityskentät ovat yhtä suuret, mutta vastakkaiset. (Johnson 1985, 92.) Näin ollen nokkarullaan muodostuvien jännitysten voitiin katsoa olevan samat kuin nokkarenkaaseen. Nokkarenkaan kuormitukseen verrattaessa erona on kuitenkin se, että nokkarullan pinnan tiettyyn kohtaan kohdistuu harvoin sama kuormitus. Rullien kuormitus määritettiin keskimääräistä kuormitusta käyttämällä, minä pidettiin kuormitusta, joka muodostuu kun rullaa painetaan tasaista pintaa vasten. Tällainen tilanne esiintyy moottorin kiertokulmalla nolla astetta ja sitä käytettiin kuormitusten laskennan perusteena. Koska nokkarullan kuormituksen katsottiin olevan sama keskimääräinen kuormitus joka kohdassa rullan pintaa, tilavuuselementin pituutena voitiin käyttää rullan ympärysmittaa. Syvyys jaettiin sataan elementtiin, kuten nokkarenkaan tapauksessa ja kaarevuutta ei huomioitu.

### Elementtien kuormitusnopeus

Eliniän määrittämiseksi tuli tuntea myös tilavuuselementtien kuormituskertojen kertymisnopeus, kuormitusnopeus. Kuormitusnopeuden määrittämiseksi tarkasteltiin elementtien kuormituskertojen määrää yhden moottorin pyörähtämän täyden kierroksen aikana. Tällöin kuormitusnopeus voitiin laskea kertomalla kierroksen aikana ilmenneet kuormituskerrat moottorin pyörimisnopeudella.

Nokkarenkaan nokkia ja nokkarullia tarkasteltiin erillisinä osina. Yhden pyörähdysten aikana jokainen mäntä kulkee jokaisen nokan yli, jolloin nokkiin kohdistuu siten mäntien lukumäärän verran kuormituskertoja. Nokkarullien kuormituskerrat laskettiin taas niiden pyörähdyskertojen perusteella. Kun nokkarullien pyörimisnopeuden ja moottorin pyörimisnopeuden suhde tunnettiin (ks. liite 3, kuvio 4), voitiin määrittää kuinka montako kierrosta nokkarulla pyörähtää yhden moottorin kierroksen aikana. Lisäksi huomioitiin, että nokkarullan kuormitus on suhteellisen pieni paluuskun aikana, jolloin rulla on periaatteessa kuormittamaton puolet sen pyörimisajasta. Siten kuormituskertojen määräksi määritettiin puolet rullan pyörähtämistä kierroksista yhden moottorin pyörähdyskerran aikana. Esimerkkimoottorin tapauksessa rullan pyörimisnopeus on noin 10 kertaa suurempi moottorin pyörimisnopeuteen verrattuna, jolloin yhden rullan kuormituskertoja tulee 5 kappaletta per moottorin pyörähdyskierros.

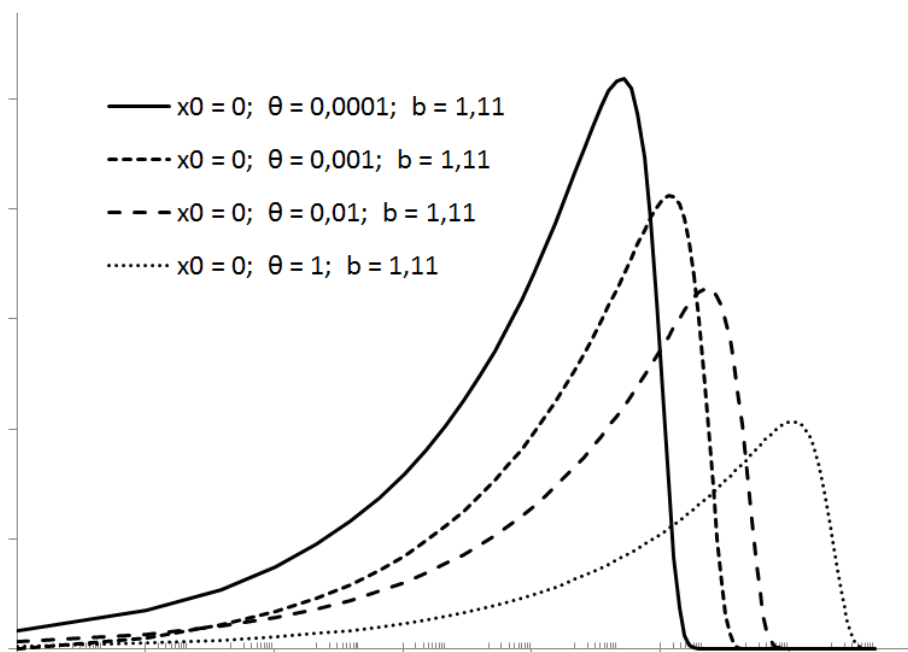
Moottorin käyttäminen osatoimisena vaikuttaa käytössä olevien sylinterien määrään ja edestakaisessa ajossa molemmat nokan kyljet kuormittuvat. Molemmat vaikuttavat siten kuormitusnopeuteen. Periaatteessa myös toiseen suuntaan ajettaessa kuormittunut nokkarenkaan pinta vaikuttaa moottorin elinikään, mutta usein toiseen suuntaan ajettiin pidempiä aikoja ja kuormitus tänä aikana oli myös suurempi. Sen perusteella laskentaa yksinkertaistettiin siten, että käänteiseen suuntaan ajettaessa nokan kuormitusta ei huomioitu. Pyörimissuunnalla ei katsottu olevan vaikutusta nokkarullan kuormitusnopeuteen. Lisäksi laskelmia yksinkertaistettiin jättämällä osa-

toimisen ajon vaikutukset tarkastelematta. Osatoimista ajoa ei ollut juuri käytetty moottorin kestoprootteissa.

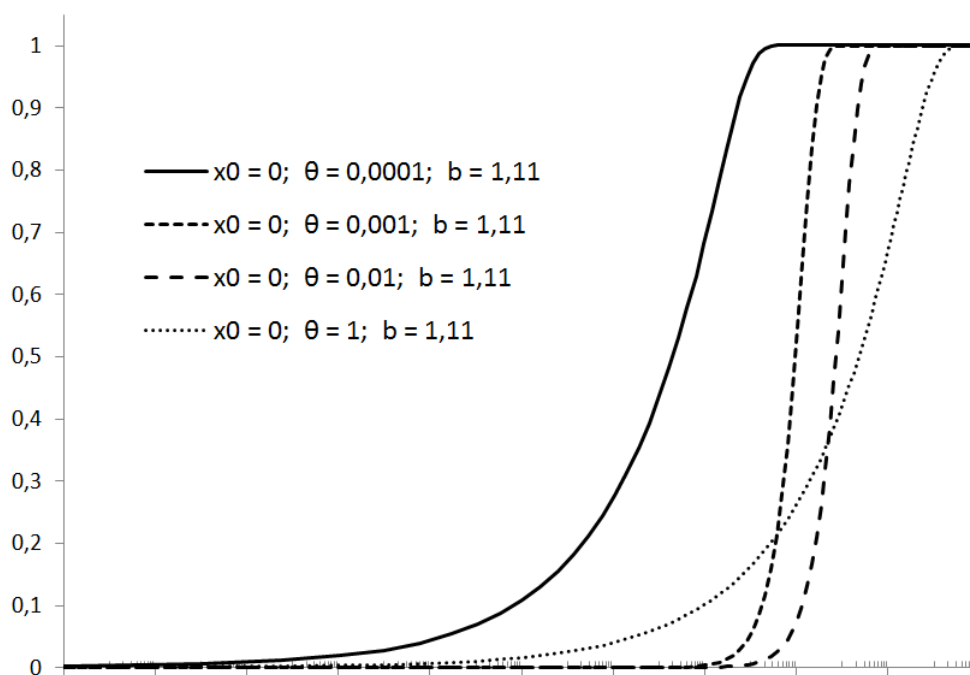
### **3.3.5 Nokkarullan eliniän määrittäminen**

Tehdyn vertailun perusteella sovellettavaksi teoriaksi valittiin Zaretskyn teoria (ks. luku 3.3.3). Määrittämällä Weibull-jakauman ja elinikäteorian yhtälöiden muuttujien vastaavuudet, voitiin Weibull-jakaumalle esitettyjä yhtälöitä käyttää eliniän odotusarvojen laskemiseen. Yhtälöiden vastaavuudet ja sovelluksessa keskeiset yhtälöt Zaretskyn teorialle on johdettu ja esitetty liitteessä 1. Zaretskyn teorian kriittisenä jännityksenä voidaan periaatteessa käyttää maksimileikkausjännitystä, tason suuntaista jännitystä tai Von Mises -jännitystä (ks. luku 2.6.6). Maksimileikkausjännityksen mukainen laskenta on kuitenkin yleisesti käytetty tapa arvioida väsymiselinikää, joten tämä valittiin kriittiseksi jännitykseksi (Sadeghi 2009).

Alla oleviin kuvioihin 37 ja 38 on havainnollistettu Zaretskyn teorian mukaisen Weibull-jakauman tiheysfunktion ja kertymäfunktion muotoa eri jännityksestä ja tilavuudesta muodostuvan muuttujan arvoilla (ks. liite 1, yhtälö 11). Huomaa, että kuvioissa on käytetty logaritmista eliniän asteikkoa.



KUVIO 37. Zaretskyn teorian mukainen väsymiseliniän tiheysfunktio



KUVIO 38. Zaretskyn teorian mukainen väsymiseliniän kertymäfunktio

### **Elinikämallin materiaaliveikion määrittäminen**

Tilastollisten eliniän teorioiden mukaan Weibull-jakauman muotoparametrin arvo on noin 1,11 (ks. luku 2.6). Tämä vastaa lähes eksponentiaalista jakaumaa, jolloin eliniän odotusarvo romahtaa nopeasti tietyn odotusarvon jälkeen. Tämän perusteella eliniänle on olemassa yläraja, jonka jälkeen sen ilmenemisen voidaan katsoa olevan mahdollonta. Tämän tiedon pääteltiin olevan hyödyllinen eliniän laskentamallien kalibroimisessa, sillä tällöin laskelmien ainoalle tuntemattomalle materiaaliakohtaiselle kertomelle voidaan periaatteessa määrittää alaraja yhden ainoan eliniän havainnon avulla. Tämän eliniän havainnon tulee olla tarkasteltavien komponenttien kuormituksen suhteen pisimpään kestäneen eliniän havaintoarvo, jolloin sitä voidaan pitää kyseisellä kuormituksella saavutettavana eliniän maksimiarvona. Arvo määrittää siten eliniän arvon, jolla eliniän tiheysfunktion arvo romahtaa (ks. kuvio 37) ja sen voidaan siten katsoa edustavan suhteellisen suurta elinikäjakauman kertymää. Kuinka suurta kertymää arvo vastaa, riippuu näytejoukon koosta, josta maksimikestoikä on valittu. Kertymän tarkka arvo voi olla mahdollon määrittää, mutta arvioimalla sen edustamaa kertymää yläkanttiin saadaan eliniän odotusarvon varovaisia ennusteita. Esimerkiksi, jos pisimpään kestäneen eliniän katsotaan edustavan väsymiskestävyyden arvoa, joka saatetaan ylittää joka sadannen moottorin tapauksessa, olisi arvon kertymä tällöin 99 % tai vastaavasti luotettavuus 1 %.

Toinen, tarkempi vaihtoehto eliniän kalibroimiseksi on luotettavuuden määrittäminen tiettyyn elinikään mennessä. Tämä lähestymistapa vaatii kuitenkin useita havaintoarvoja samalla kuormituksella tietylle näytekoolle. Hydraulimoottorin tapauksessa käytettävissä oli yhden tällaisen testisarjan tulokset, jossa kuormitusprofiili, eliniän arvo ja eliniän arvon luotettavuus tunnettiin.

Kun yksittäisten elementtien kuormituskerrat, maksimileikkausjännitys ja tilavuus tunnettiin, voitiin yhdelle nokalle tai nokkarullalle laskea yhteinen selviytymistodennäköisyys yllä kuvatuilla luotettavuuden arvoilla liitteessä 1 esitettyä yhtälöä 20 käyt-



tämällä. Vertaamalla laskennallista kuormituskertojen määrää moottorin kestämiin kuormituskertoihin, voitiin määrittää yhtälöiden tuntematon materiaalivakio. Sekä maksimikestävyyden romahdusarvon luotettavuuden perusteella että tunnetun luotettavuuden ja eliniän arvon perusteella määritetyt materiaalivakiot olivat samaa suuruusluokkaa.

### Elinikään vaikuttaminen

Zaretskyn teorian mukaan elinikä on kääntäen verrannollinen leikkausjännitykseen potenssiin  $c = 9$  korotettuna ja tilavuuteen potenssiin  $1/e = 0,9$  korotettuna (ks. luku 2.6.6). Jännitysten pienentäminen olisi siten tehokkaampi tapa pidentää elinikää kuin kuormitetun tilavuuden vähentäminen. Kuormitettua tilavuutta voidaan jopa lisätä, jos syntyneet leikkausjännitykset vähenevät edes hieman. Kolmas tapa pidentää elinikää olisi kuormituskertojen vähentäminen, mutta tätä voidaan pitää triviaalina.

Yhtälöiden 20–22 mukaan leikkausjännitykset ovat suoraan verrannollisia Hertzin pintapaineen maksimiin. Yhtälön 19 mukaan Hertzin pintapaineen maksimi on taas verrannollinen kuormittavan voiman neliöjuureen ja edelleen yhtälöiden 58, 63 ja 69 mukaan kuormittava voima on suoraan verrannollinen käyttöpaineeseen. Zaretskyn teorian eliniän yhtälöstä 57 voidaan siten johtaa yhteys käyttöpaineen ja väsymiseliniän välille seuraavasti:

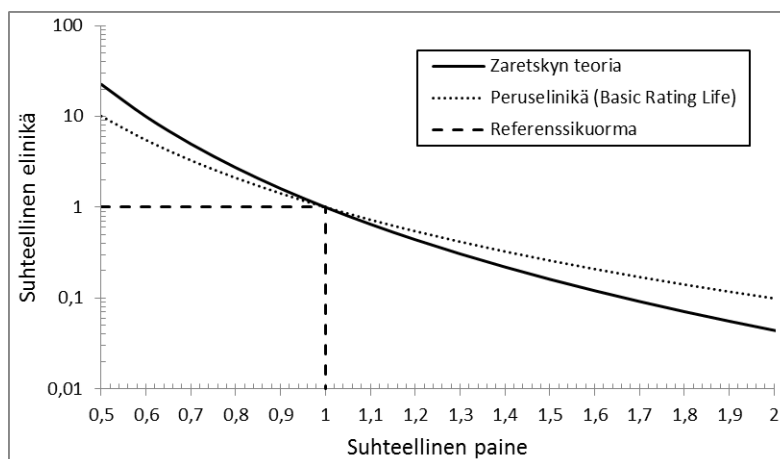
$$L_{10} \sim \left( \frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau} \right)^c \sim \left( \frac{1}{p_0} \right)^9 \sim \left( \frac{1}{\sqrt{F}} \right)^9 \sim \left( \frac{1}{\sqrt{p_s}} \right)^9 = \left( \frac{1}{p_s} \right)^{4,5} \quad (85)$$

$$L_{10} \sim \left( \frac{1}{p_s} \right)^{4,5} \quad (86)$$

Saadun verrannollisuuden perusteella voidaan laatia kuvion 39 mukainen diagrammi käyttöpaineen ja eliniän riippuvuudesta. Kuvioon otettiin vertailun vuoksi myös laakeristandardin (ja LP-teorian) mukainen eliniän ja kuormituksen riippuvuus. Tämä

saatiin suoraan yhtälöstä 48, kun kuormitus on suoraan verrannollinen käyttöpainee-  
seen ja viivakosketuksen kuormitus–elinikä-eksponentti  $p = 10/3$ .

$$L_{10} \sim \left(\frac{C}{P}\right)^p \sim \left(\frac{1}{p_s}\right)^{10/3} \quad (87)$$



KUVIO 39. Käyttöpaineen vaikutus elinikään

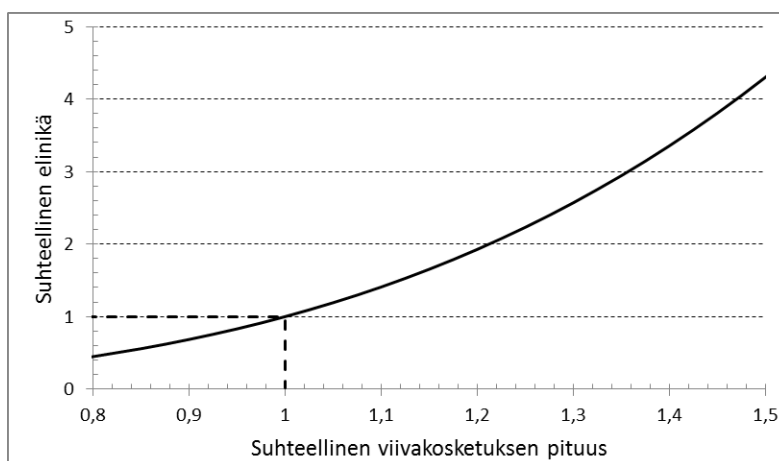
Kuviosta 39 voidaan nähdä, että jännityksen puolittaminen pidentää eliniän yli 10-kertaiseksi. Käyttöpaineella on siten todella merkittävä vaikutus elinikään. Esimerkiksi jo 10 % vähennys käyttöpaineeissa johtaa 1,6-kertaiseen eliniän ennusteeseen.

Hyvä keino vaikuttaa elinikään olisi edellä olevan perusteella vähentää syntyviä pinnanalaisia leikkausjännityksiä. Yksinkertainen keino olisi nokkarullan pidentäminen, jolloin kuorma jakaantuisi suuremmalle kosketuspinta-alalle. Yhtälön 19 mukaan Hertzin pintapaineen maksimi on käänteisesti verrannollinen viivakosketuksen pituuden neliöjuureen ja kuormitettu tilavuus on luonnollisesti suoraan verrannollinen viivakosketuksen pituuteen. Tällöin Zaretskyn teorian yhtälöstä 57 voidaan taas johtaa eliniän ja rullan pituuden riippuvuus seuraavasti:

$$L_{10} \sim \left(\frac{1}{V}\right)^{\frac{1}{e}} \left(\frac{1}{\tau}\right)^c \sim \left(\frac{1}{L}\right)^{0,9} \left(\frac{1}{p_0}\right)^9 \sim \left(\frac{1}{L}\right)^{0,9} \left(\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{L}}}\right)^9 \quad (88)$$

$$L_{10} \sim (L)^{-0,9} (L)^{4,5} = (L)^{3,6} \quad (89)$$

Huomaa että yllä olevissa yhtälöissä  $L_{10}$  tarkoittaa elinikää ja pelkkä  $L$  viivakosketuksen pituutta. Yhtälön 90 mukainen eliniän ennusteen muuttuminen rullan pituutta muuttamalla on kuvattu alla olevassa kuviossa 40. Esimerkiksi rullan pidentäminen viidenneksellä (20 %) tuplaisi eliniän ennusteen.



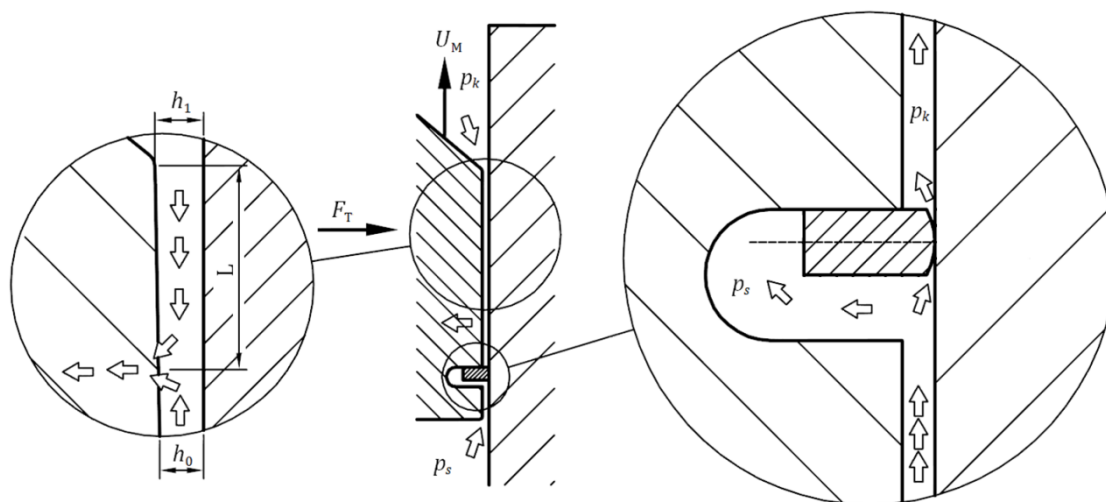
KUVIO 40. Viivakosketuksen pituuden vaikutus elinikään

Toinen keino millä pintapainetta voitaisiin vähentää, olisi nokkarullan tai nokkarenskaan kaarevuussäteiden kasvattaminen. Moottorin koko rajoittaa kuitenkin nokkarullan kasvattamista ja nokkarenskaan profiilin muuttamiseksi tulee ottaa huomioon myös moottorin kokonaisvääntömomentin muuttuminen, jota ei tarkasteltu tässä opinnäytetyössä.

### 3.4 Mäntä ja sylinteriporaus

#### 3.4.1 Männän ja sylinterin seinän välinen voitelu

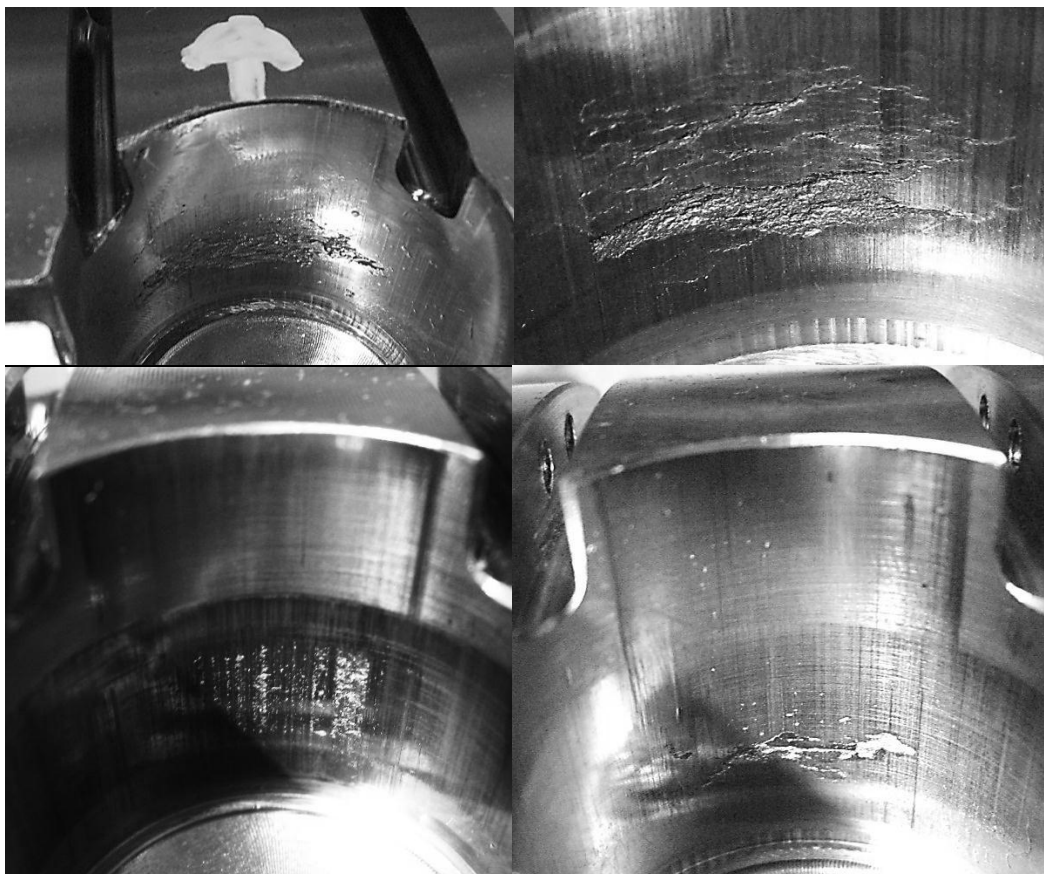
Alla olevaan kuvioon 41 on hahmoteltu männän ja sylinteriseinänä välille muodostuvia voiteluaineen virtauksia. Kuviossa oikealla on luonnosteltu männänrenkaan ympäristön virtausta. Koska männänrenkaan alapinnalla on suurempi paine kuin yläpinnalla, muodostuu renkaan ohi aina jonkin suuruinen virtaus. Kuviossa vasemmalla on taas esitetty voiteluaineen virtaus suhteessa männän liikesuuntaan. Voiteluaineiden virtaukset ovat vastakkaissuuntaiset, joten männän ala- ja yläreunan väliin pyrkii muodostumaan jonkinlainen voiteluainepatja, joka poistuu männän korvakkeen reunoilta mahdollisesti puserrusvaikutuksen johdosta. Tämä tekee virtauksen tarkastelusta kolmiulotteisen ongelman ja analyyttisten menetelmien katsottiin soveltuvan kohteeseen huonosti. Hydrodynaamisen tasoliukujan tai hydrodynaamisen puserrusvaikutuksen soveltamista olisi voitu harkita, mutta nämä jouduttiin jättämään seuraavaan aihetta analysoivaan työhön.



KUVIO 41. Voiteluaineen virtaukset männän ympärillä

### 3.4.2 Sylinteriseinämän kuluminen

Sylinteripesän sisäseinään oli tietyissä testeissä muodostunut kulumisjälkiä, joita kutsuttiin toisinaan kavitaatiojäljiksi (ks. kuvio 42). Kavitaatio vaatii kuitenkin suuren alipaineen ilmetäkseen, joten sitä ei voida pitää kovin todennäköisenä syynä vaurioitumiseen.



KUVIO 42. Eriasteisia sylinterin sisäseinämän kulumia

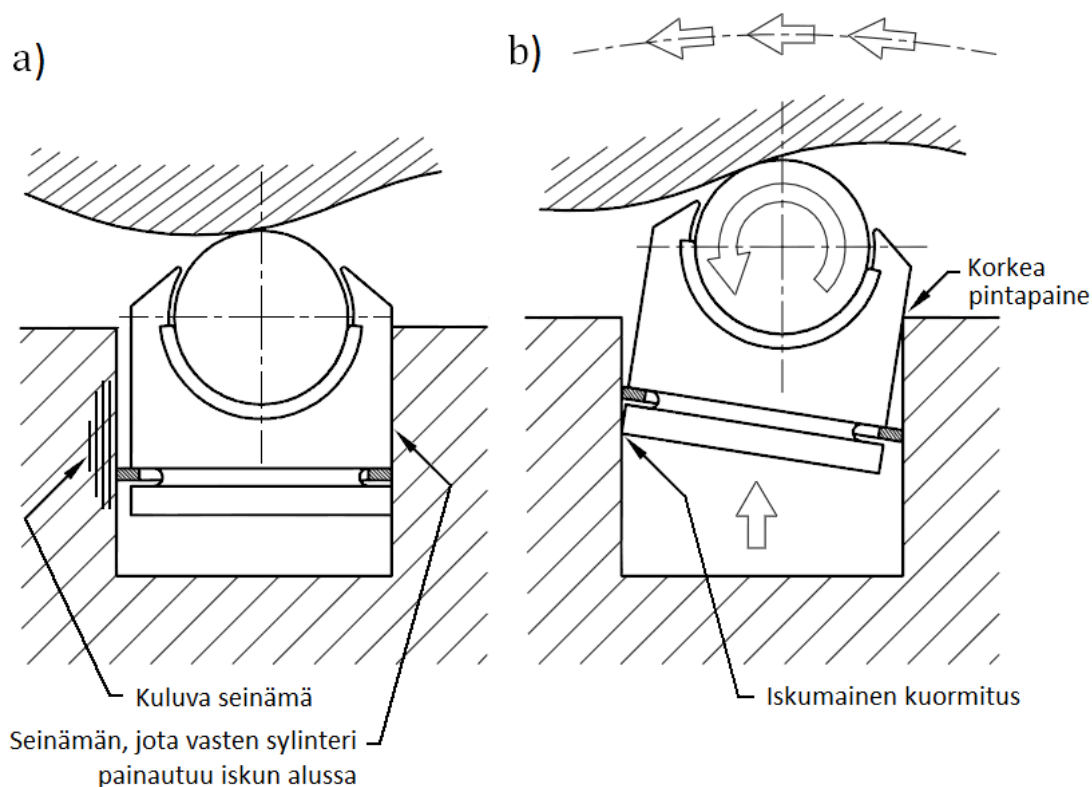
Syy nimitykseen voi tulla siitä, että kavitaatio on ongelmana polttomoottoreiden sylintereissä (Piston damages 2008, 68). Vaikka hydraulimoottorin ja polttomoottorin sylintereissä on paljon yhtäläisyyksiä, on niillä yksi kavitaation kannalta ratkaiseva eroavaisuus: polttomoottoreissa käytetään usein sylinteriholkkia, joka on sylinteripesän sisäpuolelle tuleva putki, jonka sisällä mäntä liikkuu. Sylinteripesän ja sylinteri-

holkin väliin jätetään tila, jossa kiertää jäähdytinnestettä. Kavitaatio on ongelmana nimenomaan jäähdytinnesteen puolella. Polttokammiossa tapahtuva polttoaineen palaminen aiheuttaa voimakkaan värähdyksen, joka siirtyy moottorin rakenteisiin. Värähdysliike voi olla niin nopea, että neste ei pysty liikkumaan yhtä nopeasti värähtävän sylinteriholkin kanssa, jolloin holkin ulkoseinämän ja jäähdytinnesteen väliin muodostuu kavitaatiokupla. (Piston damages 2008, 68; Wulpi 1999, 198–201.) Hydrauli-moottorissa ei ole tällaista rakennetta, joten vaurio syntyy jonkin muun ilmiön seurauksena.

Testiraporttien perusteella kuluminen vaikuttaisi ilmenevän syvyydellä, jossa männänrenkas painaa sylinteripesää. Jos männänrenkaan ja pesän välinen pintapaine on riittävän suuri, voisi edestakainen liukumisliike aiheuttaa pintaväsymistä, kuten vierivässä kosketuksessa. Kosketuspaine on yhtä suuri joka kohdassa männänrenkaan ja sylinteripesän kosketusta, joten pintaväsymistä pitäisi ilmetä sylinteripesän seinällä joka suunnassa. Tämä oli kuitenkin ristiriidassa raportoitujen tapausten perusteella, joissa kuluminen ilmeni aina moottorin pyörimissuuntaan nähden samalla reunalla.

### **Kulumismekanismin päättely tasapainoyhtälöiden ratkaisusta**

Tarkasteltaessa mäntään kohdistuvia voimia huomattiin, että männän työntyessä tarpeeksi ulos sylinteriporauksesta, männän voimatasapaino muuttuu ja mäntä kippaa (ks. kuvio 43). Alla olevassa kuviossa välyksiä on merkittävästi liioiteltu, mutta oleellista on ilmiön äkkinäisyys. Äkkinäisessä liikkeessä voi syntyä iskumainen ja pitkässä juoksussa hakkaava kuormitus, jolloin kosketuspinnat saattavat kulua iskukulumisen seurauksena.



KUVIO 43. Männän asennot iskun aikana

Tarkasteltaessa iskujälkiä voidaan huomata, että ne eivät aina muodostu samaan kohtaan (ks. kuvio 42). Tämä selittyyneen voiteluaineen käyttäytymisen vaihtelulla ja sen vaikutuksella voitelukalvon kuormankantokykyyn ja kitkavoimiin. Voitelun monimutkaiseen virtausmekaniikkaan oletettiin liittyvän satunnaisuutta, vaikuttaen siten voimavektorin vaikutuskorkeuteen. Voimavektorin kohta korkeussuunnassa vaikuttaa oleellisesti siihen, missä kohtaa iskua kippaus ilmenee. Satunnaisuuden lisäksi voiteluaineen ominaisuudet muuttuvat lämpötilan mukaan, joka saattaa vaihdella kymmeniä asteita ajon aikana. Nämä lienevät kaksi todennäköisintä syytä kulumiskohdan vaihteluun.

### Iskukulumisen eliniän määrittäminen

Tehty katsaus kulumista käsittelevään kirjallisuuteen oli suhteellisen laaja, mutta yksikään löydetystä lähteistä ei käsitellyt iskukulumisen elinikää. Kuvaus iskukulumi-

sesta (ks. luku 2.5.8) esitettiin perustuen Kiviojan ym. (2003, 116) teokseen, jossa oli lisäksi mainittu keinot iskussa syntyvän lämpömäärän arviointiin muodonmuutosten perusteella. Koskettavien pintojen välykset olivat kuitenkin niin pienet, että pintojen voitiin katsoa olevan yhtenevät. Tällöin pintapaineiden ja muodonmuutosten ratkaiseminen Hertzin mekaniikkaa soveltamalla ei anna luotettavia tuloksia (ks. luku 2.2.1). Johnsonin (1985, 114–118) malli radiaalisesti symmetristen yhtenevien pintojen kosketuksen painejakauman arviointiin olisi saattanut olla sovellettavissa, mutta ei riitä yksinään kulumisen eliniän arviointiin.

Seinämään syntyvien impulssivoimien ja siten kulumisen arvioitiin olevan verrannollinen pintojen välille muodostuviin tukivoimiin. Laskentaohjelmassa yhtenä tuloksista ilmoitetaan tämän tukivoiman maksimiarvo suhteessa työpaineen aiheuttamaan voimaan (ks. luku 3.5.4). Suhdeluvun suuruus antaa jonkinlaisen käsityksen kunkin moottorin iskukulumisherkkyydestä. Suurimmillaan väsymiskuluvaan sylinteriseinään kohdistuvan tukivoiman suuruudeksi tuli noin 10 % männän alapintaan kohdistuneesta voimasta. Kun kippausta ei vaikuttaisi ilmenevän ollenkaan, tulee suhdeluvun arvoksi nolla. Lähtötiedoista etenkin kitkavoimat vaikuttavat kippauskäyttäytymiseen, mutta määräävänä tekijänä on sylinterin iskunpituus ja kosketuskulma. Moottorit joissa käytetään loivakulmaisia ja matalia nokkarenkaita, ovat siten vähemmän alttiita tälle kulumiselle, kuin kokoonsa nähden suuritulavuuksiset moottorit.

### **3.5 Laskentaohjelman kuvaus**

#### **3.5.1 Laskentaohjelman toteutus**

Laskentaohjelma toteutettiin käyttäen Microsoftin Excel-ohjelmaa. Laskenta toteutettiin osittain Excelille tyypillisen taulukkolaskennan avulla, mutta suurin osa laskennasta kirjoitettiin Visual Basic ohjelmointikieltä käyttäen omiksi laskentafunktioiksi. Laskentafunktioiden avulla saadut tulokset kirjautuvat ohjelman muistiin, mistä ne olivat haettavissa tätä tarkoitusta varten tehtyjen toisten omien funktioiden avulla.



Lisäksi profiilitietojen siirtämisessä käytettiin Excelin makro-toimintoja, joiden avulla käyttäjän Excel-ympäristössä tekemiä komentoja voitiin nauhoittaa ja muokata. Excel-ohjelman omien laskentafunktioiden luontia, makro-toimintojen käyttämistä tai Visual Basic ohjelmointia ei tässä opinnäytetyössä ollut tarkoituksenmukaista kuvata edellistä kuvausta tarkemmin. Ohjelman käyttöliittymän yleisilme löytyy liitteestä 8.

### 3.5.2 Laskentaohjelman käyttö

Kuormitusprofiilin muuttujina ovat tietyllä aikajaksolla tai osuudella kokonaisajasta ilmenevät käyttöpain ja pyörimisnopeus (ks. kuvio 44). Aikajaksojen pituudella ei ole merkitystä vaan ne skaalataan laskettuun kokonaisaikaan nähden. Aikajakson yksikönä voi siten olla prosentti tai mikä tahansa aikayksikkö. Prosentteja käytettäessä on syytä tarkistaa, että aikajaksojen osuudet summautuvat sadaksi prosentiksi ja aikayksikköjä käytettäessä toistuvan kuormitusprofiilin kokonaisaika ei saa olla suuri saatuun elinikään verrattuna.

LASKENTAPROFIILIN TIEDOT					
	1.	2.	3.	4.	5.
$\Delta T$	10	70	20		
N [rpm]	25	60	120		
P [bar]	400	300	50		

KUVIO 44. Laskentaprofiilin tiedot

Laskennassa tarvittiin paljon moottorikohtaisia vakioarvoja. Laskentaohjelmassa nämä voidaan määrittää valitsemalla oikea moottorityyppi tälle varattuun valintaruutuun (ks. kuvio 45). Ohjelma käyttää tällöin kyseiselle moottorille löytyviä arvoja, jotka on tilastoitu erilliselle välilehdelle. Moottoritietoja voidaan myös käydä lisäämässä välilehdelle, jolloin ne päivittyvät valintakentän listaan automaattisesti.

The image shows a software interface for selecting a motor. At the top, there is a blue header bar with the text "MOOTTORI". Below it is a white dropdown menu currently displaying "Esimerkkimoottori". The dropdown is open, showing a list of motor models: BBC03-1313, BBC04-1040, BBC04-1170, BBC04-1300, BBC04-1430, BBC04-1560, BBC04-1690, and BBC05-1398. A vertical scrollbar is visible on the right side of the list.

KUVIO 45. Moottorin valinta

Käytetty liukulaakeri voidaan valita samaan tapaan sille valitusta kentästä (ks. kuvio 16).

The image shows a software interface for selecting a bearing. The main container has a blue header bar with the text "LIUKULAAKERI". Inside, there are labels for "LIUKULAAKERIN TYYPPI", "LIUKULAAKERIN MAKS. U", "LIUKULAAKERIN MAKS. P", and "LIUKULAAKERIN MAKS. PV-ARV". To the right of these labels is a dropdown menu currently displaying "Hi-eX". The dropdown is open, showing two options: "Hi-eX" (highlighted in blue) and "DX".

KUVIO 46. Liukulaakerin valinta

Kun haluttu kuormitusprofiili on syötetty ja moottorin sekä liukulaakerin tyyppi valittu, voidaan painaa laske-painiketta. Tällöin ohjelma laskee moottorin liukulaakereiden, nokkarullan ja nokkarenkaan eliniän useilla eri luotettavuuksilla ja ilmoittaa ne siihen varatussa kentässä. Samalla päivittyy myös moottorin nokkarenkaan luistamista tarkasteleva EHD voitelukalvon maksimipaksuuden laskenta, josta tarkemmin luvussa 3.5.4.

Ohjelman käyttämiseksi ei tarvitse poistua pääkäyttöliittymän välilehdeltä. Jos kuitenkin moottoreiden mittoja, kosketusten kitkakertoimia, pintojen pinnankarheuksia yms. halutaan käydä muuttamassa, löytyvät ne selkeästi korostettuina ohjelman välilehdiltä. Välilehdiltä löytyy myös paljon muita laskennan parametreja, joilla voidaan vaikuttaa ohjelman toimintaan ja joita ei kannata muuttaa ymmärtämättä niiden tarkoitusta. Myös testidatan perusteella määritettyjen kulumiskertoimen ja pintaväsymiseliniän materiaalivakion laskenta löytyy ohjelman välilehdiltä. Näihin voidaan tarvittaessa ottaa huomioon lisää testituloksia, mutta tämä vaatii jo syvällistä perehtymistä ohjelman toimintaan. Ohjelman kehittämistä on käsitelty tarkemmin luvussa 4.1.5.

### 3.5.3 Laskentaohjelman antamat tulokset

Ohjelman tulokset eliniälle päivittyvät niille varattuun kenttään (ks. kuvio 47). Nokkarullan ja nokkarenkaan laskenta perustuu yksittäisten nokkien ja rullien eliniän laskentaan. Nokkien ja rullien lukumäärä on otettu huomioon kun yksittäiset eliniät on yhdistetty kaikkien rullien ja koko nokkarenkaan eliniäksi. Laskennan perusteet on esitetty tämän opinnäytetyön luvussa 3.3 ja liitteessä 1.

TULOKSET				
Esimerkkimoottori · 60 rpm · 300 bar				
	L10	L20	L50	
NOKKARENGAS	2 296 h	4 512 h	12 514 h	
NOKKARULLAT	1 588 h	3 121 h	8 657 h	
LIUKULAAKERIT *	175 h	377 h	764 h	
NOKKARENKAAN MAKSIMI PINTAPAIN		2 433 MPa		
MAKSIMIN KOHTA		4,2 °		
MÄNNÄN KIPPAUSVOIMAN SUHDELUKU		4,9 %		
				LASKE

KUVIO 47. Laskentaohjelman tulokset eliniälle

Liukulaakerin eliniän tulokset perustuvat taasen luvussa 3.2 kuvattuun laskentaan. Kulumiskertoimen arvossa oli kuitenkin niin paljon hajontaa, että saadut arvot suurille luotettavuuksille olivat hyvin pieniä eivätkä tuntuneet vastaavan todellista kestävyyttä. Ainoastaan 50 % luotettavuutta kuvaavan arvon voidaan katsoa olevan käytökelpoinen liukulaakerin elinikää arvioidessa ilman laskennan muuttujien arvojen tarkempaa määrittämistä ja siten kokonaishajonnan pienentämistä.

Lisäksi ohjelma laskee ilmenneen Hertzin maksimipintapaineen suuruuden ja sen kohdan moottorin kiertokulman perusteella. Näiden alla on myös luvussa 3.1.4 kuvattu männän kippausvoiman suhdeluku (ks. kuvio 47). Laakerin valintakenttään tuotiin myös kuormitusprofiilin mukaiset ja laakerin mitoitusrajoittavat liukunopeuden, keskimääräisen pintapaineen ja PV-arvon maksimiarvot (ks. kuvio 48).

LIUKULAAKERI	
LIUKULAAKERIN TYYPPI	Hi-eX
LIUKULAAKERIN MAKS. U	0,86 m/s
LIUKULAAKERIN MAKS. P	65,2 MPa
LIUKULAAKERIN MAKS. PV-ARVO	55,4 MPa m/s

KUVIO 48. Liukulaakerin kuormitus

### 3.5.4 EHD voitelun tarkastelu

Vierintäkosketuksen EHD voitelukalvon ilmeneminen katsottiin epäedulliseksi moottorin kestävyyskannalta. Laskentaohjelmaan tehtiin siten sovellus, jonka avulla voidaan määrittää muodostuvan elastohydrodynaamisen voitelukalvon paksuuden maksimiarvon luvussa 3.3.1 esitetyn tavan mukaisesti. Sovellus määrittää voitelukalvon maksimipaksuuden annetun kuormitusprofiilin mukaisilla arvoilla, joiden lisäksi sovellus vaatii lähtötiedoiksi käytetyn öljyn VG-luokituksen ja minimilämpötilan. Tar-

kastelu antaa tulokseksi voitelukalvon maksimipaksuuden suhteessa pinnankarheuksien yhdistettyyn RMS arvoon (ks. kuvio 49). EHD voitelun tarkastelu päivittyy myös laske-painiketta painamalla.

VOITELUAINE		
ÖLJYN VG-LUOKITUS	46	[ISO]
ÖLJYN MINIMILÄMPÖTILA	40	[°C]
EHD KALVON MAKS. PAKSUUS	<b>0,21 RMS</b>	

KUVIO 49. EHD sovelluksen käyttöliittymä

Jos laskennallinen kalvonpaksuus on yli kolminkertainen pinnankarheuden RMS-arvoon nähden, antaa ohjelma varoituksen rullan liukumisesta nokkarenkaalla (ks. kuvio 50). RMS-arvo määritetään pinnankarheuksien Ra-arvojen perusteella, joiden arvoja voidaan siten tarvittaessa käydä muuttamassa ohjelman välilehdiltä.

VOITELUAINE		
ÖLJYN VG-LUOKITUS	46	[ISO]
ÖLJYN MINIMILÄMPÖTILA	-20	[°C]
EHD KALVON MAKS. PAKSUUS	<b>3,04 RMS</b>	
<b>• VAARA NOKKARULLAN LIUKUMISESTA •</b>		

KUVIO 50. Nokkarullan liukumisen varoitus

## 4 TYÖN PÄÄTELMÄT JA ARVIOINTI

### 4.1 Liukulaakeroinnin tulosten tarkastelu

Voitelutarkastelun perusteella vaikuttaisi siltä, että muodostuvan voitelukalvon paksuutta ei saada riittäväksi hydrodynaamisen voitelun toteuttamiseksi ilman merkittäviä muutoksia nokkarullan laakeroinnin rakenteeseen. Tämä ei kuitenkaan sulje täysin pois mahdollisuutta hydrodynaamisen voitelun ilmenemisestä nokkarullan sovelluksessa. Harnoyn (2003, 191) mukaan on olemassa raskaasti kuormitettuja sovelluksia, joissa voitelukalvo toimii hydrodynaamisesti ohuista voitelukalvonpaksuuksista huolimatta. Syy tähän on hydrodynamiikan teorian epätarkkuus lämpötilannousun ja hydrodynaamisen voitelun mahdollistavan minimikalvonpaksuuden määrittämisen suhteen. Vaikka teoriaa voidaan pitää epätarkkana, voidaan sen avulla silti määrittää jonkinlaiset sovellettavat rajat hydrodynaamiselle voitelulle. (Harnoyn 2003, 191.)

#### Elinikämallin sovelluksen arviointi

Liukulaakerin teorian soveltamisen yhteydessä oletettiin, että kosketuspinnan myötösyvyys on suoraan verrannollinen rullan karheuteen. Testattujen rullien karheus ei kuitenkaan ollut tiedossa, vaan tyydyttiin käyttämään rullien työpiirustuksissa määritettyä pinnankarheuden arvoa. Oletuksen paikkansapitävyyttä ei siten ole osoitettu.

Tarkastelemalla saatuja tuloksia kulumiskertoimelle voidaan Hi-eX laakereissa käytetyn materiaalin kulumiskerroin katsoa riippumattomaksi kuormituksen suuruudesta (ks. kuvio 33). DX laakereiden tapauksessa vastaavasta ilmiöstä ei voida tehdä johtopäätöksiä, sillä DX laakereiden kuormitus oli tarkastelluissa testeissä samaa suuruusluokkaa. Kulumiskertoimen riippumattomuus kuormituksesta tukisi käytetyn teorian paikkansapitävyyttä, mutta tämän vahvistamiseksi tarvittaisiin enemmän havaintoja kestoikästä.

Lisäksi saatujen havaintojen vähyys näkyy määritettyjen kulumiskertoimen arvojen suurena hajontana (ks. taulukko 3). Toisin sanoen saadut tulokset eivät ole kovin tarkkoja. Havaintojen vähäinen määrä kyseenalaistaa myös tulosten luotettavuuden. Asian havainnollistamiseksi voidaan esittää avoin kysymys: Edustavatko tarkastellut tulokset koko populaatiota?

Yhteenvedona sovelletun mallin soveltuvuudesta ei voida tehdä tarkempaa tarkastelua kestävää arvioita. Arvioitujen testitulosten määrä vaikutti liian pieneltä tulosten paikkansapitävyyden vahvistamiseen. Toisaalta ei myöskään ilmennyt merkkejä, jotka viittaisivat sovelletun mallin soveltumattomuuteen.

### **Liukulaakeroinnin kehittäminen**

Liukulaakerin voitelun tarkastelun yhteydessä etsittiin keinoja hydrodynaamisen voitelun mahdollistamiseksi. Mahdollisuuksia tutkittiin useita, mutta yksikään ei vaikuttanut toimivan sellaisenaan. Vaihtoehtojen etsinnässä ei otettu huomioon merkittäviä rakenteellisia muutoksia, joilla laakerointi voitaisiin toteuttaa. Hydrodynaamisen laakeroinnin ongelman lähestyminen tältä kannalta vaatisi jatkotutkimusta rakenteellisten muutoksien mahdollisuuksista. Johtolankoina tutkimukseen voisivat olla laakeripinta-alan suurentaminen ja siihen kohdistuvan kuormituksen vähentäminen. Vaihtoehtona voisi olla myös hydrostaattisen laakeroinnin toteuttamismahdollisuuksien tutkiminen.

Nykyisen sovelluksen kestävyys perustuu laakerin kuorman jakaantumiseen mahdollisimman tasaisesti kuormitetulle pinnalle. Tähän voitaisiin saada pientä parannusta välystä pienentämällä, mutta samalla laakeria jäähdyttävä voiteluainevirtaus vähenisi. DX-tyyppiset laakerit havaittiin herkiksi lämpötilan kasvulle jo nykyisessä sovelluksessa, mutta Hi-eX laakerit saattaisivat kestää pienen välyksen pienentämisen.

Laskentamenetelmien materiaalivakioiden määrittämiseksi tutkittujen testiraporttien yleiskatsauksen ja niistä tehdyn kulumisen laskentasovelluksen perusteella liukulaa-

kerin kulumisen vaikuttaisi olevan moottorin kriittisin kulumisilmiö. Hydrodynaamisen tai -staattisen laakeroinnin avulla voitaisiin liukulaakerin ja siten moottorin elinikää kasvattaa merkittävästi ja alhainen kitka parantaisi myös moottorin mekaanista hyötysuhdetta. Rajavoideltu laakerointi rajoittaa myös mahdollisien laakerimateriaalien käyttöä, sillä vain komposiittimuoveilla oli havaittu olevan riittävä mekaaninen lujuus ja alhainen kitkakerroin nokkarullan liukulaakeroinnin sovellukseen. Hydrodynaamisen voitelun myötä voitaisiin harkita myös muita, mahdollisesti komposiittimuoveja edullisempia laakerimateriaaleja.

## **4.2 Vierintäkosketuksen tulosten arviointi**

Tarkasteltaessa vierintäkosketuksen EHD voitelukalvon muodostumista, voitiin päätellä riski moottorin vioittumisesta kylmillä öljyillä ajettaessa ja muodostaa menetelmät riskin arvioimiseksi. Kylmiin voiteluaineisiin liittyvä ongelma koskee lähinnä moottorin käynnistystilannetta, jolloin öljyt eivät ole vielä ehtineet lämmetä. Liukumisen oletettavasti aiheuttava EHD voitelukalvon muodostuminen on laskennallisesti todennäköisempää, kun kuorma on pieni ja nopeus suuri. Tämän perusteella voidaan päätellä, että kylmäkäynnistyksen yhteydessä kannattaa välttää pienen paineen ja suhteellisen suuren pyörimisnopeuden yhdistelmää.

### **Elinikämallin sovelluksen arviointi**

Pelkkä EHD voitelukalvonpaksuuteen perustuva tarkastelu ei kuitenkaan kuvaa liukumisilmiötä kovin tarkasti, koska ilmiö riippuu muodostuvista kitkavoimista. Tässä työssä ei kuitenkaan esitetty menetelmiä kitkakäyttäytymisen mallintamiseksi, joten ilmiö vaatisi jatkotutkimusta.

Nokkarullan kuormitus laskettiin keskimääräistä kuormitusta käyttämällä. Tämä voi kuitenkin johtaa eliniän yli- tai aliarviointeihin, sillä elinikä vierivässä kosketuksessa on kääntäen verrannollinen syntyneisiin jännityksiin potenssiin 9–12 korotettuna (ks. luku 2.6.2). Esimerkkimoottorin Hertzin pintapainekäyrän muoto on hyvin ominainen



Black Bruin moottoreille, joille eliniän teoriaa sovellettiin (ks. liite 3, kuvio 10). Käyrästä voidaan nähdä, että noin puolen iskun ajan pintapaine on lähellä maksimipintapainetta ja toisen puolen ajan pintapaine on vain vähän yli puolet maksimipintapaineesta. Perustuen käyrän ominaiseen muotoon tehtiin oletus, että eliniän arvioinnin epätarkkuus suuntaan tai toiseen kompensoituu, kun samaa laskentamenetelmää sovelletaan sekä materiaalivakioita määritettäessä että eliniän laskentasovelluksessa.

Elinikämallin parametrin määrittäminen voidaan määrittää maksimieliniän perusteella tai tietyn eliniän luotettavuus tuntemalla. Sovelluksen kehittämiseksi voitaisiin ehkä laatia sovellus, joka ottaisi huomioon kaikkien kestoprotesteissa kestäneiden moottoreiden ajoajat, jolloin tietyn luotettavuuden omaavan eliniän arvon määrittämiseksi saataisiin huomattava määrä tilastollista tietoa. Sovelluksen hankaluus on kuitenkin eliniän tiheysfunktion jakauman muodon vaihtelu kuormituksen suhteen, joten kehittämisen arvioimiseksi olisi syytä perehtyä siihen, että miten kaikilla kuormituksen arvoilla saadut tulokset voitaisiin yhdistää. Tämän tekeminen vaatii syvempää perehtymistä Zaretskyn teorian mukaisen Weibull-jakauman käyttäytymiseen vaihtelevassa kuormituksessa.

### **Nokkarullan ja nokkarenkaan kehittäminen**

EHD voitelukalvon muodostumista voitaisiin myös ehkäistä käyttämällä nykyistä karheampia pintoja. Nokkarenkaan pinnan karhentaminen saattaisi kuitenkin vaikuttaa sen kestoon pinnasta alkavaa kuoppautumista vastaan. Rullan pinnan karheuden katsottiin taas olevan yhteydessä nokkarullan liukulaakerin kulumisnopeuteen, jolloin tätäkään ei voida pitää hyvänä vaihtoehtona. Tosin pinnankarheuden yhteyttä kulumisnopeuteen ei voitu osoittaa aukottomasti.

Tarkastelimme myös muodostuvan pintapaineen vaikutusta elinikään, jolla oli erittäin suuri merkitys saatuihin elinikäarvioihin. Pintapaineen pienentäminen olisikin ensisijainen keino pidentää osien kulumiskestävyyttä vierivän kosketuksen väsymistä

vastaan. Yksinkertainen tapa voisi olla luvussa 3.3.5 esitetty nokkarullan pidentäminen.

### 4.3 Sylinteripesän tulosten arviointi

Impulssivoimien suuruuden määrittämiseksi olisi voimatarkastelu laajennettava dynaamiseksi sekä arvioitava männän ja sylinterin välisen voitelun hydrodynamiikan vaimennusvaikutuksia. Kosketuksen voitelumekaniikkaan tehdyn katsauksen perusteella pystyttiin toteamaan, että voitelumekaniikan analyttisestä tarkastelusta tulee monimutkaista ja aihe vaatisi jatkotutkimusta.

Pintapainejakauman määrittämisen hankaluus vaikeuttaa myös voitelumekaniikan analysointia, koska voiteluaineeseen muodostuva paine riippuu pintojen välisestä paineesta. Voitelumekaniikan tunteminen on oleellista arvioitaessa pintojen välisiä kitkavoimia, joiden perusteella voidaan taas arvioida pintojen adhesiivista ja abrasivista kulumisnopeutta. Testiraporttien perusteella varsinkin adhesiivista käyttäytymistä ilmeni kiinnileikkautumisen muodossa suhteellisen usein, jos käyttölämpötilat pääsivät nousemaan liian suuriksi esimerkiksi liukulaakerin hajoamisen seurauksena. Ilmiön ehkäisemisellä saatettaisiin ehkäistä moottorin kriittisten komponenttien vaihtotarvetta vikaantumisen yhteydessä.

### 4.4 Laskentaohjelman arviointi

Ennen laskentaohjelman käyttöönottoa olisi sen antamille tuloksille, ja siten sovelletuille teorioille hyvä suorittaa jonkinlainen varmistusprosessi. Nykyisellään ohjelman antamat tulokset eliniälle vaikuttaisivat olevan hieman alakanttiin. Tulosten luotettavuuden varmistuttua tulisi ohjelma myös ottaa käyttöön. Laskentaohjelma tehtiin jo nyt helppokäyttöisyyttä silmällä pitäen, joten sen käyttöönotto on mahdollista tämän opinnäytetyön luvun 3.5 avulla. Luvussa kerrotaan miten ohjelmaa voidaan käyttää, mihin ohjelman tulokset perustuvat ja miten ohjelman toimintaan voidaan vaikuttaa.

Suurempien muutosten tekeminen ohjelmaan voi kuitenkin olla haastavaa, sillä ohjelman rakenne muodostui monimutkaiseksi ja vaatii syvällistä tietoa sovelletuista teorioista, Excelin edistyneistä toiminnoista ja jonkinlaisen ohjelmointitaidon. Mahdollisen muutos- tai laajennustyön helpottamiseksi laskentavaiheita kommentoitiin ohjelman koodiin ja kriittiset laskennan muuttujat pyrittiin kaikki nimeämään. Ohjelman toiminnan vertaaminen tämän opinnäytetyön teoriaosuuteen on tarpeen, jos ohjelmassa sovellettuja teorioita halutaan muuttaa.

EHD voitelun minimikalvonpaksuutta määrittäminen olisi voitu toteuttaa myös siten, että laskentaohjelma ilmoittaa käytetyn öljyn minimikäyttölämpötilan kuormitusprofiilin mukaisella kuormituksella. Sovellus ei kuitenkaan ollut kriittinen eliniän laskennan kannalta, joten sen toteutus jätettiin laskentateknisesti yksinkertaisemmalle tasolle.

Laskentaohjelmasta pyrittiin tekemään sellainen, että sitä voidaan soveltaa mahdollisimman helposti mille tahansa moottorityypille. Ohjelmassa sovelluskohteen vaihtaminen on vain parin klikkauksen takana, joten toteutusta voidaan pitää suhteellisen onnistuneena helppokäyttöisyyden suhteen. Ohjelman moottoritietokantaan tuotiin jo nyt useita moottorityyppejä, mutta tietokannan laajentaminen olisi looginen seuraava askel ennen käyttöönottoa. Lisäksi osatilavuudella ajon tai edestakaisen ajon vaikutusten huomioiminen eliniässä tulisi määrittää ja ottaa tarvittaessa huomioon elinikä-laskuissa. Ohjelman käytöstä olisi hyvä myös kerätä käyttäjäkokemuksia, jotta ohjelman kehittäminen jatkuisi ja siitä muodostuisi paras mahdollinen työkalu hydrauli-moottorien toiminnan arvioimisessa.

Yksittäisen moottorin tapauksessa moottorin asennosta riippuvien yhtälöryhmien 63–65 ja 69–71 tuntemattomien muuttujien ratkaisut olisivat muotoutuneet yksinkertaisemmiksi numeerisia menetelmiä käyttämällä, esimerkiksi Mathcad-ohjelmasta löytyvän solve-toiminnon avulla. Numeerisen ratkaisun saamiseksi tulee kuitenkin määrittää kaikki yhtälöiden tunnetut muuttujat, jotka sulautuvat palautumattomasti

saatuun numeeriseen ratkaisuun. Koska yhtälöryhmien ratkaisut haluttiin pitää sovellettavissa kaikille moottorityypeille millä tahansa kuormituksella, oli tunnettujen muuttujien arvot pidettävä muutettavissa. Käytännössä tämä olisi tarkoittanut numeerisen ratkaisumenetelmän kehittämistä osaksi luotua laskentaohjelmaa. Yhtälöryhmät kuitenkin ratkesivat täysin analyyttisesti, joten numeerisen ratkaisumenetelmän kehittäminen ei ollut tarpeellista. Tämä voi kuitenkin tulla ajankohtaiseksi, jos männän ympäristön voimatarkastelua laajennetaan tässä työssä esitetystä mallista.

#### **4.5 Testauksen kehittämisen arviointi**

Nokkarullan, nokkarenkaan, liukulaakerin, männän ja sylinteriryhmän keston ja kulumisen arviointiin vaadittavat tiedot vaikuttivat hajaantuneen useaan eri paikkaan erilaisten taulukoiden, purkuraporttien, kuvien ja tulosteiden muodossa. Testausta oli käytännön syistä nopeutettu kuormittamalla moottoria lähelle sen kestopajaa, jolloin osien vikaantumista voitiin tutkia järkevässä aikakehyksessä.

Tarkasteltujen komponenttien testaus oli toteutettu käyttämällä koko moottoria testausvälineenä. Tällöin saadut tulokset vastaavat hyvin todellista ympäristöä, mutta tulosten analysointi hankaloituu. Usein jonkin komponentin vikaantumisesta oli seurauksena usean komponentin vikaantuminen, jolloin vikaantumisen pääsyy saattoi jäädä arvoitukseksi. Esimerkiksi liukulaakerin kestoikää määritettäessä saattoi kulumisen seurauksena olla nk. moottorin täystuho, jolloin kaikki sylinteriryhmän komponentit nokkarengasta myöten hajoavat ja vikaantumisen pääsyytä oli mahdoton selvittää. Tällaisesta vikaantumisesta ei käytännössä saada mitään moottorin kehittämisessä tarvittavaa tietoa irti, jolloin moottorin testipenkissä viettämä aika on täysin turhaa.

Moottoreista kerättyä testausdataa analysoitiin suhteellisen pitkältä aikajaksolta ja suhteellisen tuoreet muutokset vaikuttivat parantavan kerätyn datan laatua varsinkin käytettyjen kuormitusprofiilien suhteen. Kuitenkin testauksesta kerättävää dataa

voisi peilata tässä työssä esitettyyn teoriaan ja määrittää tarvittaessa uusia tarkastelukohteita. Esimerkiksi öljyn puhtausluokan vaikutusta kulumisnopeuteen ei ole tarkasteltu, koska tyypillisesti käytetyt öljyt ovat niin puhtaita, että siitä johtuvaa kulumista ei ole pystytty selvästi havaitsemaan. Kuitenkin sekä vierintäkosketuksen, että liukulaakerin ja rullan kosketuksen voitiin katsoa olevan rajavoideltuja, jolloin pintojen väliin kulkeutuvat öljyn epäpuhtaudet voivat vaikuttaa kulumisnopeuteen.

#### 4.6 Opinnäytetyön arviointi

Ensisijainen opinnäytetyön tavoite oli kehittää laskentamenetelmät hydraulimoottorin eliniän arvioimiseksi. Kulumisilmiön ja siihen liittyvän teoriaperustan monimutkaisuudesta ja sen tuomista haasteista huolimatta löydettiin keinot kriittisimpien tarkastelukohteiden eliniän arvioimiseksi, iskukulumista lukuun ottamatta. Iskukuluminen ei kuitenkaan ollut eniten moottorin elinikää rajoittava kulumismekanismi, joten asetetun tavoitteen voidaan katsoa täyttyneen. Tietysti tarkastelua voidaan laajentaa uusiin komponentteihin ja vikaantumisilmiöihin, mutta tämä ei luonnollisesti ole saatavissa yhden opinnäytetyön avulla.

Toinen tavoite oli hydraulimoottoriin sovelletun teoriaperustan syventäminen. Varsinkin vierintäkosketuksen teoriaperustan katsausta voitaneen pitää syvällisenä ja alaa kehittäväenä, sillä vastaavan laajuista katsausta aiheeseen ei löytynyt mistään löydetyistä oppikirjasta. Mielenkiintoista oli myös huomata niinkin laajasti hyväksytyn standardin, kuin ISO 281:2007 laskentamenetelmien oikeellisuuden ristiriitaisuudesta verrattuna aiheesta löytyviin tieteellisiin julkaisuihin.

Eliniän määrittäminen osoittautui todella laajaksi aihealueeksi. Keskeisimmät sovelletut tieteenalat olivat tribologia, tilastotieteet ja lujuusoppi, mutta pelkästään tribologian alle kuuluvat kitka, kuluminen tai voitelu olisi jokainen muodostanut laajan tietoperustan tälle opinnäytetyölle. Yhdenkin tieteenalan soveltamatta jättäminen olisi kuitenkin rajoittanut elinikätarkastelua.

Monia tässä työssä tutkittuja teorioita oli käsitelty myös muissa hydraulimoottoria koskevissa opinnäytetöissä, joita ei kuitenkaan sovellettu tämän työn yhteydessä, koska etsittiin uutta näkökulmaa aiheeseen. Kuitenkin tästä johtuen aiheeseen perehdyttiin etsimällä mahdollisimman tuoreita julkaisuja ja soveltamaan löydettyjä teorioita mahdollisimman syvällisesti. Tämä ei välttämättä ollut järkevää opinnäytetyön laajuutta silmällä pitäen, mutta tiedon merkitys tämän opinnäytetyön tekijän ammatillisen osaamisen kannalta koettiin todella merkittäväksi. Yksikään aihealue ei ollut tutkijalleen tuttu opinnäytetyön alussa, mutta työn myötä omaksuttiin syvälliset tiedot kaikista työssä käsitellyistä aiheista.

Myös kolmas tavoite hydraulimoottorin kehittämisestä pyrittiin pitämään mielessä joka sovelluksen yhteydessä. Työssä tuotiin ilmi monia kehittämisen kannalta oleellisia seikkoja ja tutkittiin eri lähestymistapoja kehitysongelmien ratkaisuun. Osa pohdituista kehitystoimenpiteistä pystyttiin osoittamaan tarpeettomiksi, joten voidaan katsoa, että työn avulla muodostettiin ainakin suuntaviivoja moottorin kehittämiseksi. Myös tiettyjen kulumisilmiöiden syiden selvittämisen voidaan katsoa edistäneen moottorin kehitystä, sillä syyt tuntemalla voidaan niihin vaikuttaa. Täten kolmannenkin opinnäytetyön tavoitteen voidaan katsoa toteutuneen.

Siinä tapauksessa, että löydösten perusteella kehitetään jatkossa todellisia moottorin parannuksia, voidaan katsoa että opinnäytetyö vastasi hyvin työn tarpeeseen moottorin jatkuvasta kehittämisestä. Työn pääsijaisen tarpeen, eli luotettavien eliniän arvioiden saamiseen, ei työn avulla vielä täysin yletetty. Asiaa kuitenkin vietiin merkittävästi eteenpäin ja työssä kehitettiin tarpeellisia menetelmiä luotettavuuden arvioiden saavuttamiseksi. Jatkamalla työtä elinikämallien tuntemattomien muuttujien tarkemmalla määrittämisellä, päästään varmasti lähemmäksi tarpeen täyttymistä.

## LÄHTEET

ASM Handbook Volume 11. 1992. Failure Analysis and Prevention. 4.p. Materials Park, OH: ASM International.

DX Designer's Handbook. 2012. GGB Bearing technology, valmistajan esite DX-tuotemerkin omaavista liukulaakereista. Viitattu 16.4.2012.

<http://www.ggbearings.com>, Technical Reference, Product & Technical Literature, DX, Brocures

Harnoy, A. 2003. Bearing Design in Machinery, Engineering Tribology and Lubrication. New York, NY: Marcel Dekker.

Harris, T. A. & Barnsby, R. M. 2001. Life ratings for ball and roller bearings. Proceeding institution of mechanical engineers. Vol. 215 Part J: Journal of Engineering Tribology, 577–595.

HX Designer's Handbook. 2009. GGB Bearing technology, valmistajan esite Hi-eX-tuotemerkin omaavista liukulaakereista. Viitattu 16.4.2012.

<http://www.ggbearings.com>, Technical Reference, Product & Technical Literature, HX, Brocures

Johnson, K. L. 1985. Contact Mechanics. Cambridge: Cambridge University Press.

Kivioja, S., Kivivuori, S. & Salonen, P. 2004. Tribologia–Kitka, kuluminen ja voitelu. 4. p. Helsinki: Otatieto.

Piston damages. 2008. MSI Motor Service International GmbH:n esite polttomootto-  
rin määntävaurioiden tunnistamiseksi. Neckarsulm: MSI Motor Service International.

Viitattu 4.4.2012. <http://www.ms-motor-service.com>, PDF / document downloads, topics: piston, search.

Popov, V. 2010. Contact Mechanics and Friction, Physical Principles and Applications. Heidelberg: Springer.

Sadeghi, F., Jalalahmadi, B., Slack, T. S., Raje, N. & Arakere, N. K. 2009. A Review of Rolling Contact Fatigue. Journal of Tribology. Vol. 131.

Sampo Hydraulics. 2009. Sampo Hydraulics Oy:n kotisivut. Viitattu 2.5.2012. <http://www.blackbruin.com/en/home>, company, sampo hydraulics.

Black Bruin Motors. 2009. Sampo Hydraulics Oy:n kotisivut. Viitattu 2.5.2012. <http://www.blackbruin.com/en/home>, products, black bruin motors.

Sampo Hydraulics. 2012. General presentation 2012, yritysesittelyn PowerPoint-materiaali. Viitattu 12.3.2012.

Shigley, J. E., Mischke, C. R. & Budynas, R. G. 2004. Mechanical Engineering Design. 7th Ed. Singapore: McGraw-Hill.

Valtanen, E. 2009. Tekniikan taulukkokirja. 17. p. Mikkeli: Genesis-Kirjat

Wulpi, D. J. 1999. Understanding How Components Fail. 2nd Ed. Materials Park, Ohio: ASM International.

Zaretsky, E. V., Poplawski, J. V. & Miller, C. R. 2000. Rolling Bearing Life Prediction—Past, Present and Future. Cleveland, OH: NASA Glenn Research Center.

Zaretsky, E. V., Poplawski, J. V. & Peters, S. M. 1996. Comparison of Life Theories for Rolling-Element Bearings. Cleveland, OH: NASA Lewis Research Center.



## LIITTEET

### Liite 1. Weibull-jakauman yhtälöiden tarkastelu

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

1 (5)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

#### Weibull-jakauman yhtälöiden tarkastelu

##### Elementtien luotettavuusarvojen yhdistäminen

Esitimme opinnäytetyön luvussa 2.1.2 yhtälöt kaksiparametrin Weibull-jakauman luotettavuudelle ja havainnon odotusarvolle. Yksittäistä elementtiä  $i$  tarkasteltaessa yhtälöt voidaan esittää muodossa:

$$S_i(x_i) = \exp\left[-\left(\frac{x_i}{\theta}\right)^b\right], \quad \text{kun } x \geq 0. \quad (1)$$

$$x_i(S_i) = \theta \left(\ln \frac{1}{S_i}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (2)$$

Jos havainnon odotusarvo  $x_i$  tunnetaan tietyllä luotettavuudella  $S_0$ , voidaan odotusarvon yhtälön (2) avulla johtaa yhtälö halutun luotettavuuden omaavan odotusarvon laskemiseksi:

$$\frac{x_i(S)}{x_i(S_0)} = \frac{\theta \left(\ln \frac{1}{S}\right)^{\frac{1}{b}}}{\theta \left(\ln \frac{1}{S_0}\right)^{\frac{1}{b}}} = \left(\frac{\ln \frac{1}{S}}{\ln \frac{1}{S_0}}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{-\ln S}{-\ln S_0}\right)^{\frac{1}{b}} \quad (3)$$

$$x_i(S) = \left(\frac{\ln S}{\ln S_0}\right)^{\frac{1}{b}} x_i(S_0) \quad (4)$$

Kun luotettavuus  $S$  on elementin selviytymistodennäköisyys, voidaan usean elementin yhteinen selviytymistodennäköisyys ratkaista todennäköisyyksien tulona seuraavasti:

$$S_{kok} = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \cdot \dots \cdot S_K = \exp\left[-\sum_{i=1}^K \left(\frac{x_i}{\theta_i}\right)^b\right] \quad (5)$$

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

2 (5)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

**Zaretskyn teorian yhtälöiden vertaaminen Weibull-jakauman yhtälöihin**

Zaretskyn teorian yhtälö luotettavuudelle on muotoa: (Zaretsky ym. 1996, 13)

$$\ln \frac{1}{S} \sim N^e \tau^{ce} V \quad (6)$$

jossa  $e$  on Weibullin muotoparametri,  $c$  jännityksen eksponentti,  $N$  kuormituskertojen määrä,  $\tau$  kriittinen leikkausjännitys,  $V$  kuormitettu tilavuus ja  $S$  selviytymistodennäköisyys, eli luotettavuus. Yhtälö (6) voidaan kirjoittaa samaan muotoon Weibull-jakaumalle pätevän yhtälön (2) kanssa. Tällöin havainnon odotusarvona on kuormituskertojen määrä ( $x = N$ ) ja muotoparametrit yhtenevät ( $b = e$ ).

$$\left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{e}} \sim N \tau^c V^{\frac{1}{e}} \quad (7)$$

$$N(S) \sim \left( \frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau} \right)^c \left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{e}} \quad (8)$$

Vertaamalla saatua yhtälöä Zaretskyn johtaman yhtälön (9) kanssa, voidaan huomata niiden olevan lähes samaa muotoa. Zaretskyn yhtälössä elinikä on kuormituskertojen odotusarvo 90 % luotettavuudella, eli  $L_{10} = N(0,9)$ . Tällöin saadun yhtälön (8) viimeinen termi on vakio ja se voidaan sisällyttää verrannollisuuden korvaavaan vakiokerrotimeen. Zaretskyn yhtälössä tämä vakiokerroin on  $A$  ja yhtälö näyttää seuraavalta: (Zaretsky ym. 1996, 13)

$$L_{10} = A \left( \frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau} \right)^c \quad (9)$$

Jos luotettavuus säilytetään muuttujana, voidaan yhtälö kirjoittaa myös seuraavasti:

$$L(S) = A' \left( \frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau} \right)^c \left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{e}} \quad (10)$$

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

3 (5)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

Osoitimme täten Zaretskyn teorian yhtälöiden yhtenevyyden Weibull-jakauman yhtälöiden kanssa. Voimme siten soveltaa Weibull-jakaumalle johtamiamme yhtälöitä Zaretskyn teorian yhtälöille, kun merkitsemme  $x = L$  ja  $b = e$ . Muuttujan  $\theta$  arvo ei ole kuitenkaan vakio jokaiselle elementille, vaan se riippuu elementin koosta ja leikkausjännityksestä. Voimme määritellä sen seuraavasti (vrt. yhtälöt 2 ja 10):

$$\theta(V, \tau) = A' \left( \frac{1}{V} \right)^{\frac{1}{e}} \left( \frac{1}{\tau} \right)^c \quad (11)$$

Zaretskyn merkintöjä käyttämällä yhtälö 5 muotoutuu seuraavaksi:

$$L_i(S) = \left( \frac{\ln S}{\ln S_0} \right)^{\frac{1}{e}} L_i(S_0) \quad (12)$$

Lisäksi voidaan tarkastella usean elementin yhteisen selviytymistodennäköisyyden määrittämistä Zaretskyn yhtälöiden mukaisesti jakautuneille eliniän odotusarvoille. Tarkastelu voidaan aloittaa kirjoittamalla yhtälö 6 verrannollisuuden korvaavan vakio muuttujan  $A''$  avulla seuraavasti:

$$\ln \frac{1}{S} = A'' N^e \tau^{ce} V \quad (13)$$

$$S = \exp(-A'' N^e \tau^{ce} V) \quad (14)$$

Jos elementtejä kuormitetaan yhtä monta kertaa, mutta niiden tilavuus ja leikkausjännitys vaihtelevat, voidaan yhteinen selviytymistodennäköisyys laskea seuraavasti:

$$S_{kok} = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \cdot \dots \cdot S_K = \exp \left[ -A'' N^e \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \right] \quad (15)$$

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

4 (5)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

Saadusta yhtälöstä (15) voimme johtaa kuormituskertojen odotusarvon yhtälön (19) seuraavasti:

$$S = \exp \left[ -A'' N^e \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \right] \quad (16)$$

$$\ln \frac{1}{S} = A'' N^e \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \quad (17)$$

$$N^e = \frac{1}{A''} \left[ \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \right]^{-1} \ln \frac{1}{S} \quad (18)$$

$$N(S) = \left( \frac{1}{A''} \right)^{\frac{1}{e}} \left[ \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \right]^{-\frac{1}{e}} \left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{e}} \quad (19)$$

Vertaamalla saatua yhtälöä Zaretskyn yhtälöön (10) voidaan huomata selvä yhtenevyys. Merkitsemällä kuormituskertojen määrän odotusarvoa eliniän odotusarvolla ja yhdistämällä ensimmäinen vakiokeittoimia sisältävä termi, saa yhtälö lopullisen muotonsa:

$$L(S) = A'_{ZA} \left[ \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \right]^{-\frac{1}{e}} \left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{e}} \quad (20)$$

tai  $L_{10}$  elinikää määritettäessä:

$$L_{10} = A_{ZA} \left[ \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \right]^{-\frac{1}{e}} \quad (21)$$

Jos elementtejä on ainoastaan yksi, voidaan huomata että yhtälöt 20 ja 21 palautuvat yhtälöiden 10 ja 11 muotoon.

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

5 (5)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

Tarkastelimme myös elementtijoukkoa, jossa kutakin kuormitettua elementtiä kohden löytyy  $M$  kappaletta identtisiä elementtejä. Tämä vastaa esimerkiksi tilannetta, jossa halutaan määrittää samanlaisten ja samalla tavalla kuormitettujen kappaleiden yhteinen eliniän odotusarvo. Kuvatun elementtijoukon odotusarvo voidaan ratkaista yhtälön 20 avulla, kun elementtien määrä kerrotaan kappaleiden määrällä  $M$ :

$$L_M(S) = A'_{ZA} \left[ M \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \right]^{-\frac{1}{e}} \left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{e}} \quad (22)$$

$$L_M(S) = \left( \frac{1}{M} \right)^{\frac{1}{e}} A'_{ZA} \left[ \sum_{i=1}^K (\tau_i)^{ce} V_i \right]^{-\frac{1}{e}} \left( \ln \frac{1}{S} \right)^{\frac{1}{e}} \quad (23)$$

$$L_M = \left( \frac{1}{M} \right)^{\frac{1}{e}} L_i, \quad (24)$$

jossa  $L_i$  on yhden kappaleen odotusarvo.

## Liite 2. Raimondin ja Boydin kaaviot

Henri Kuirinlahti

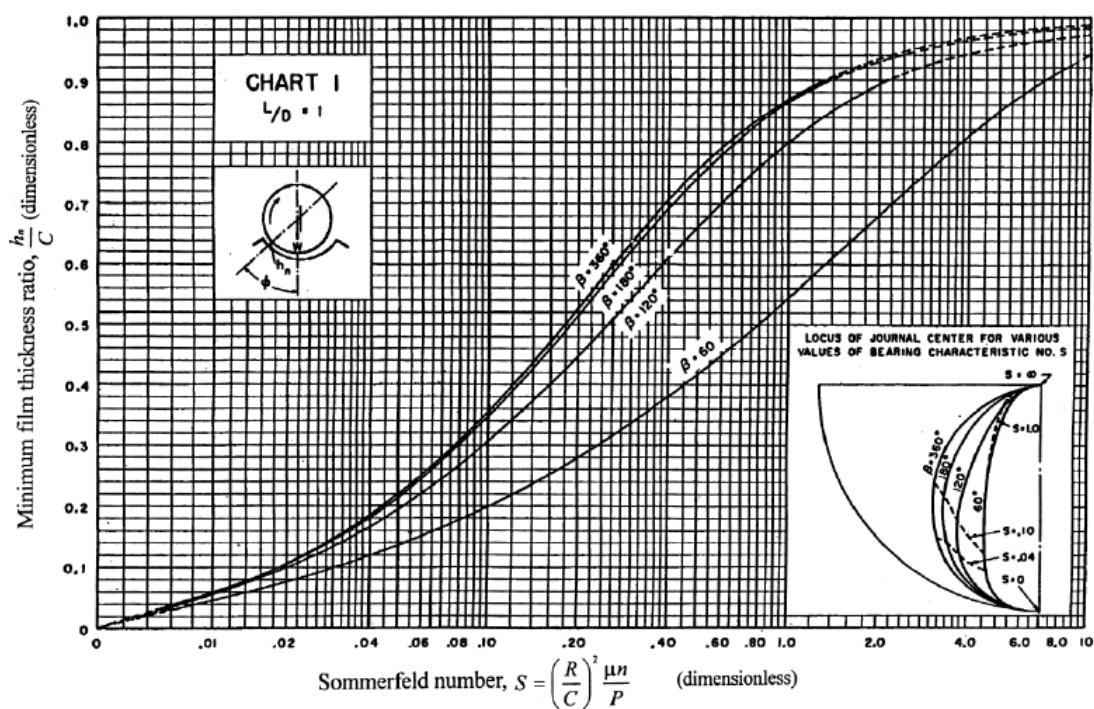
KAAVIOT  
Opinnäytetyö

1 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

### Raimondin ja Boydin kaaviot äärellisen leveille liukulaakereille



KUVIO 1. Voitelukalvon välyksen ja paksuuden suhdeluku (Harnoy 2003, 166)



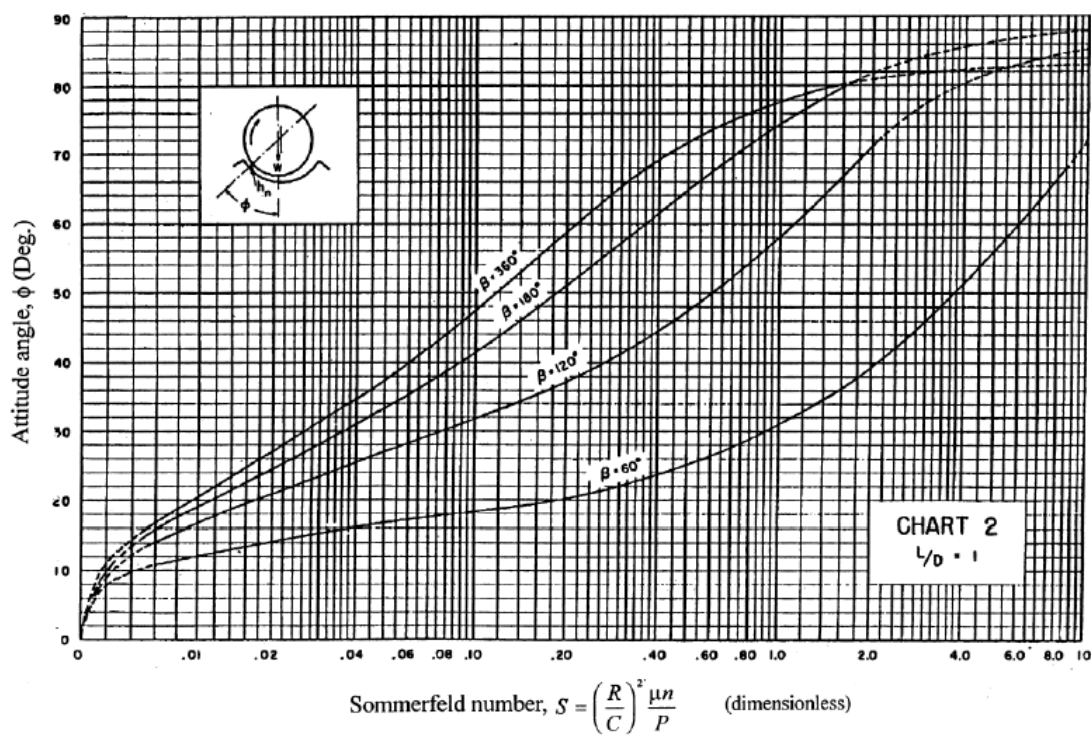
Henri Kuirinlahti

KAAVIOT  
Opinnäytetyö

2 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 2. Voitelukalvon ohuimman kohdan sijainti kuoritusuuntaan nähden (Harnoy 2003, 167)

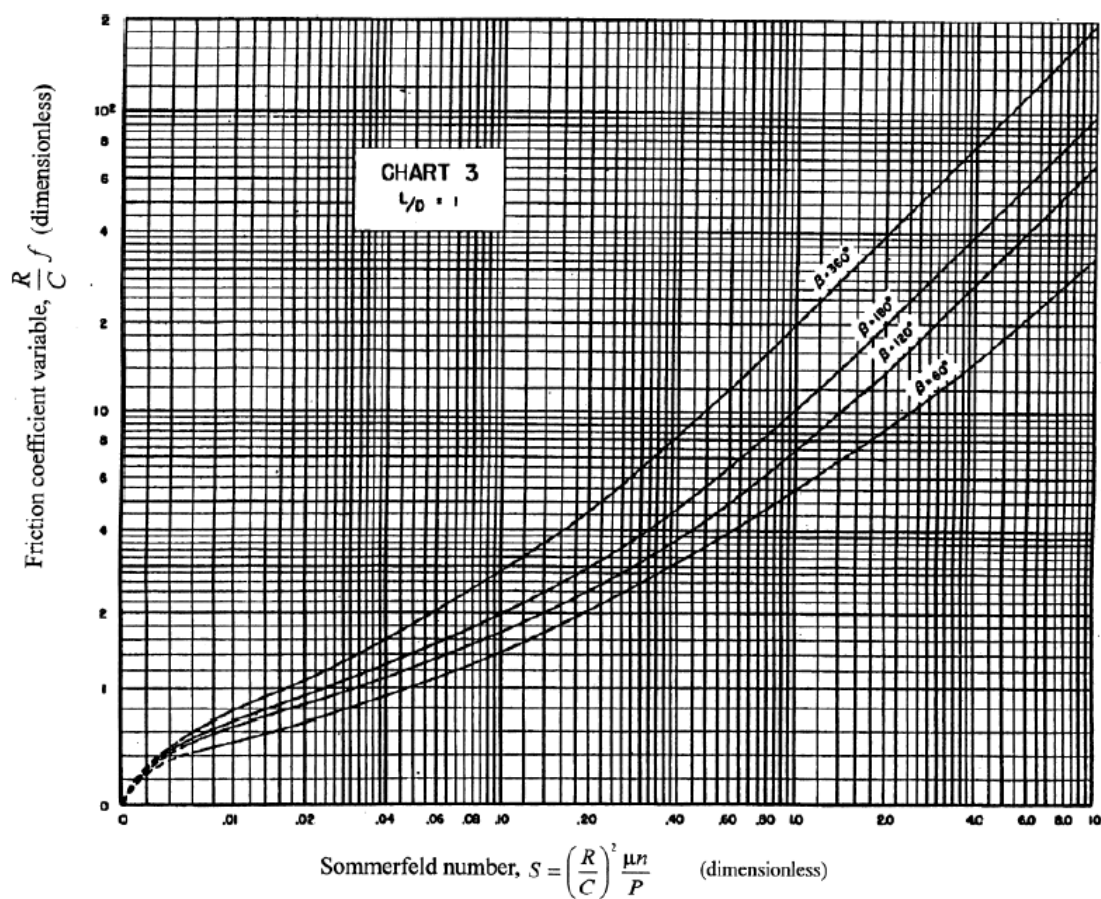
Henri Kuirinlahti

KAAVIOT  
Opinnäytetyö

3 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 3. Kitkakerroinmuuttuja (Harnoy 2003, 168)



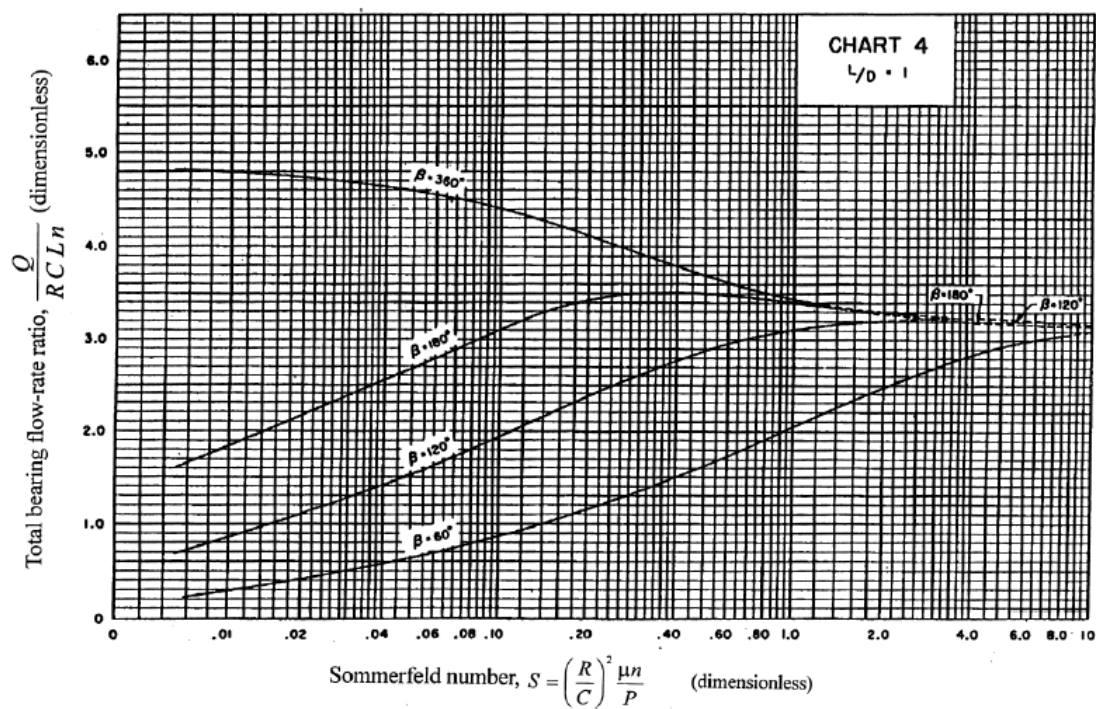
Henri Kuirinlahti

KAAVIOT  
Opinnäytetyö

4 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 4. Dimensioton kokonaisvirtausmäärän muuttuja (Harnoy 2003, 169)

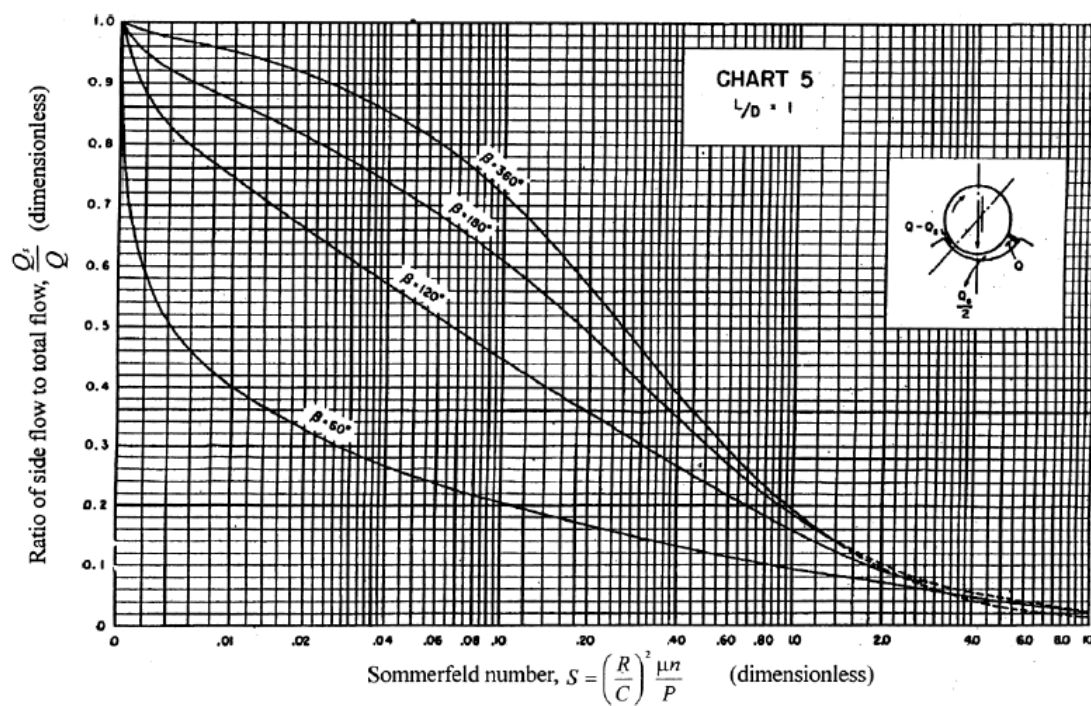
Henri Kuirinlahti

KAAVIOT  
Opinnäytetyö

5 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 5. Sivuttaisvirtauksen suhde kokonaisvirtaukseen (Harnoy 2003, 170)

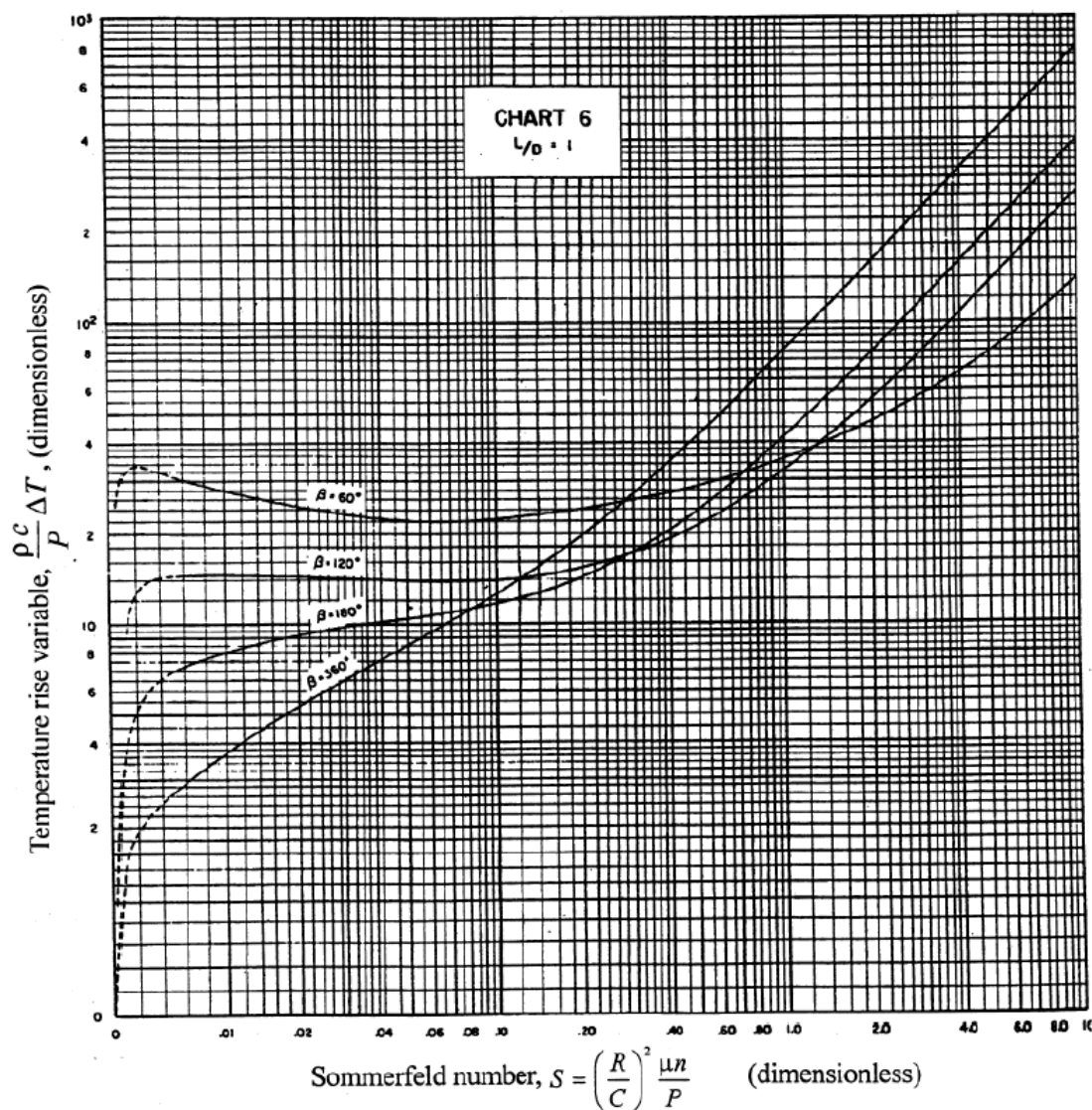
Henri Kuirinlahti

KAAVIOT  
Opinnäytetyö

6 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 6. Dimensioton lämpötilannousun muuttuja (Harnoy 2003, 171)

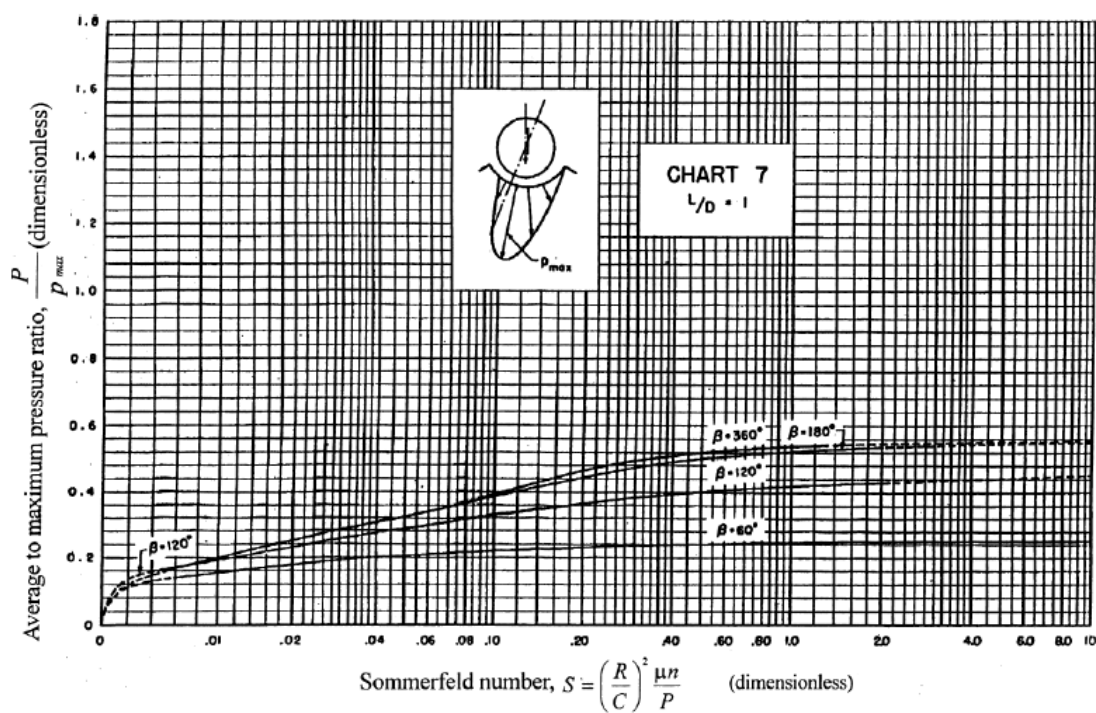
Henri Kuirinlahti

KAAVIOT  
Opinnäytetyö

7 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 7. Keskimääräisen paineen ja painejakauman maksimipaineen suhdeluku (Harnoy 2003, 172)



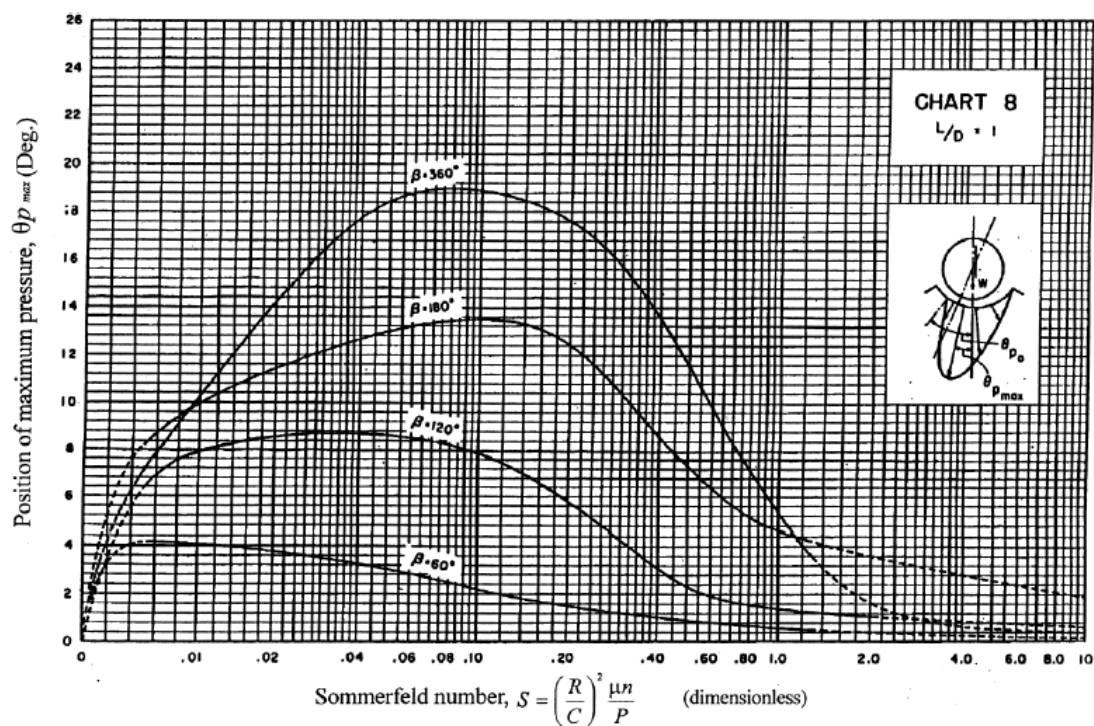
Henri Kuirinlahti

KAAVIOT  
Opinnäytetyö

8 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 8. Painejakauman maksimin kohta kuormitussuuntaan nähden (Harnoy 2003, 173)

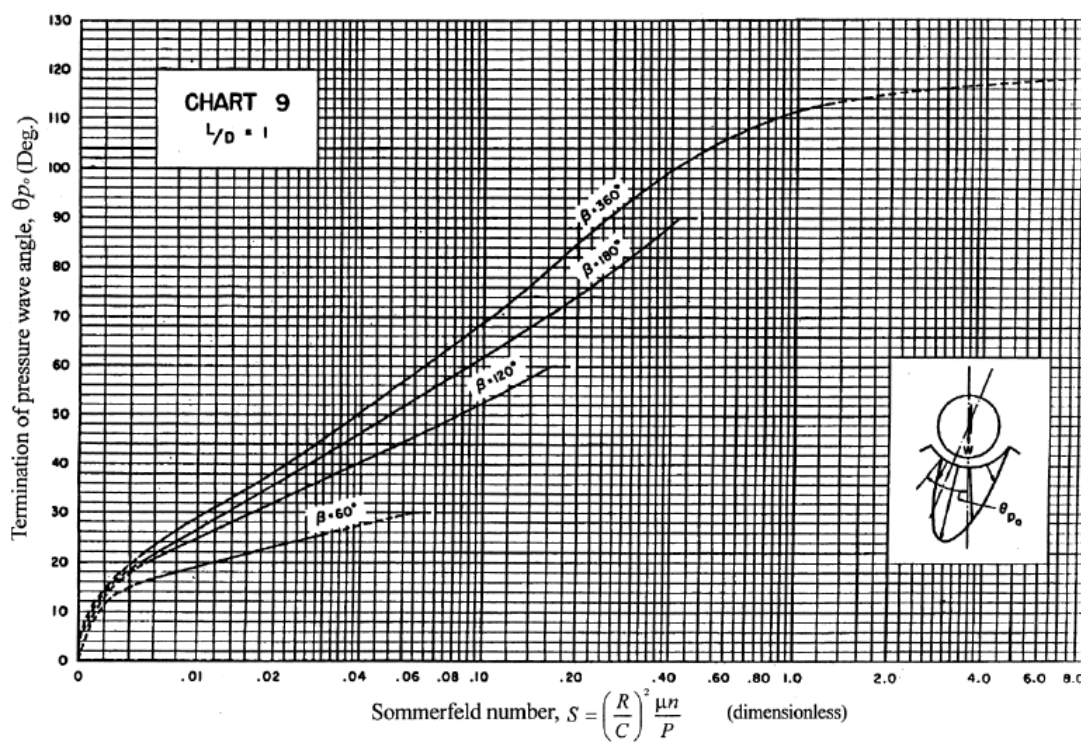
Henri Kuirinlahti

KAAVIOT  
Opinnäytetyö

9 (10)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 9. Painejakauman takarajan kohta kuormitussuuntaan nähden (Harnoy 2003, 174)



### Liite 3. Laskentaohjelman tuottamat diagrammit

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

1 (7)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

#### Laskentaohjelman tuottamat diagrammit

##### Moottorin tiedot:

Tyyppi	Esimerkkimoottori
Kierrosnopeus	60 rpm
Käyttöpaine	300 bar

##### Voiteluaine:

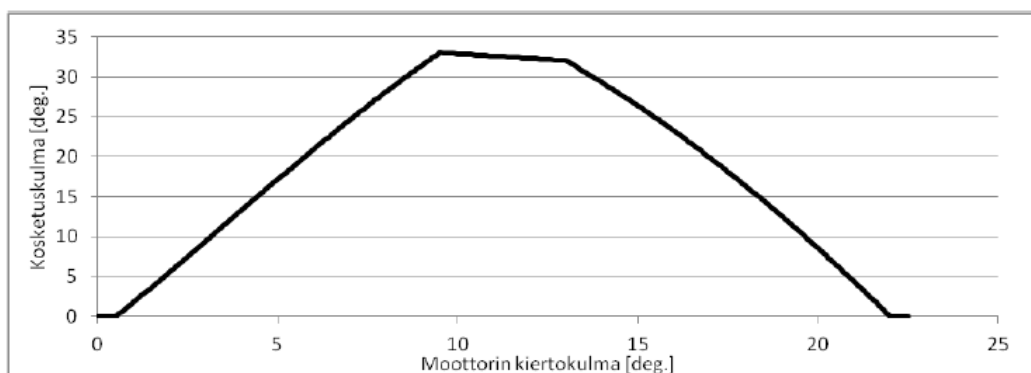
Tyyppi	ISO VG 46
Lämpötila	-35 / -20 / $\pm 0$ / +40 / +70 °C

##### Materiaalitiedot:

Teräksen kimmokerroin	210 GPa
Teräksen Poissonin vakio	0,3
Nokkarenkaan pinnankarheus	0,8 $\mu\text{m}$
Nokkarullan pinnankarheus	0,12 $\mu\text{m}$

##### Kitkakertoimet:

Liukulaakeri vs. nokkarulla	0,02–0,20
Männän kylki vs. sylinteriseinä	0,01–0,15
Männänrengas vs. sylinteriseinä	0,01–0,15



KUVIO 1. Kosketuskulma



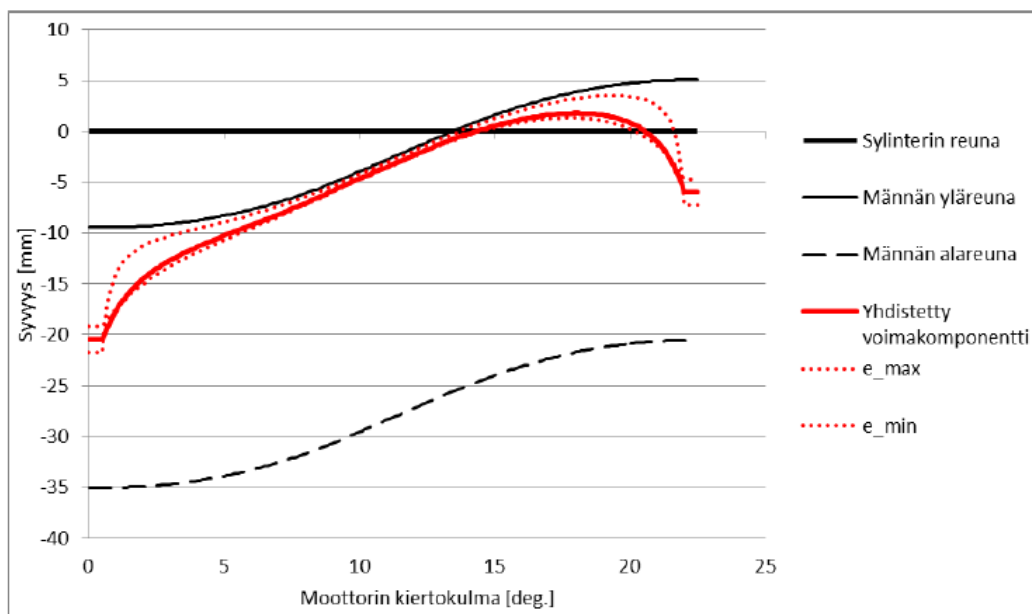
Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

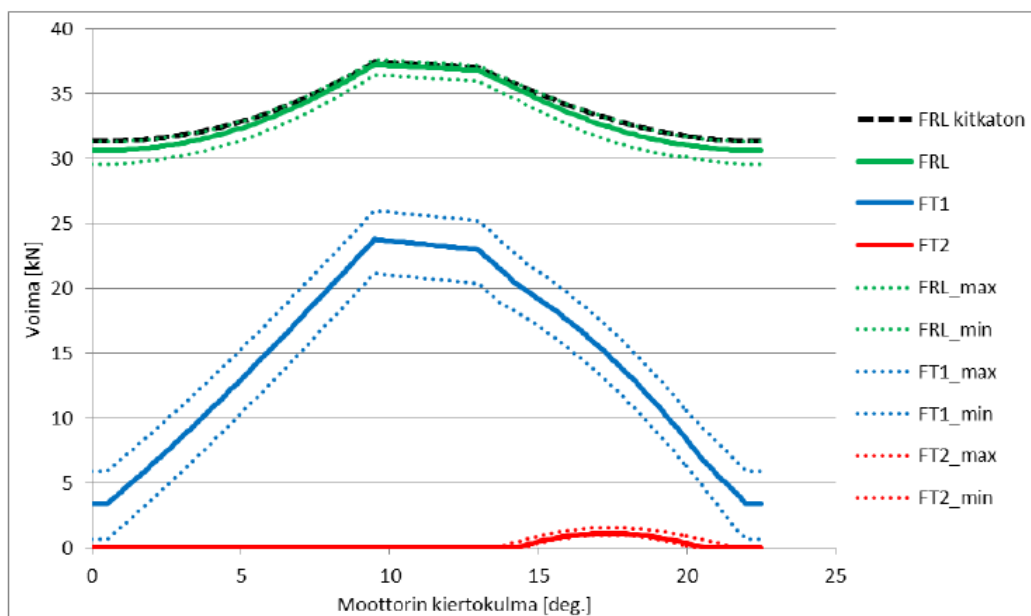
2 (7)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 2. Männän asema ja voimasuureen korkeus



KUVIO 3. Männän ympäristön voimat

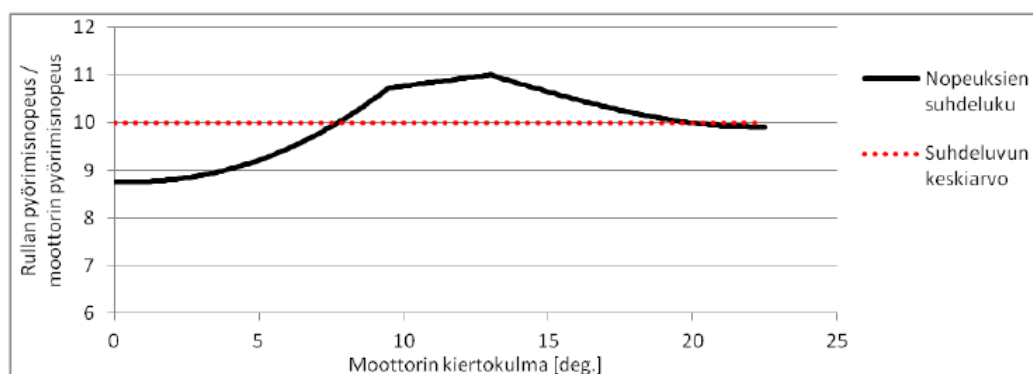
Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

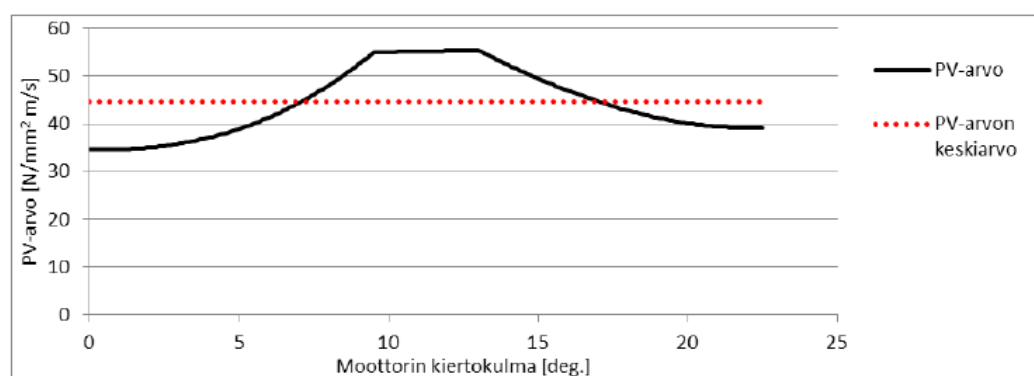
3 (7)

Sampo Hydraulics Oy

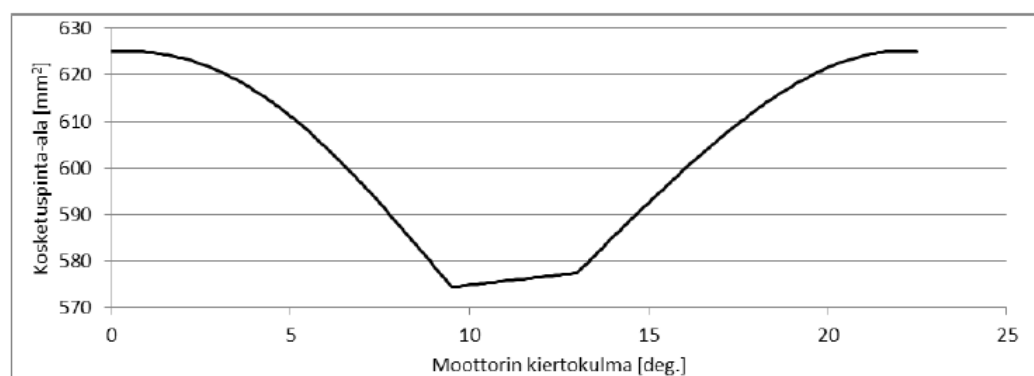
25.4.2012



KUVIO 4. Pyörimisnopeuksien suhde



KUVIO 5. Liukulaakerin PV-arvo



KUVIO 6. Liukulaakerin kosketuspinta-ala

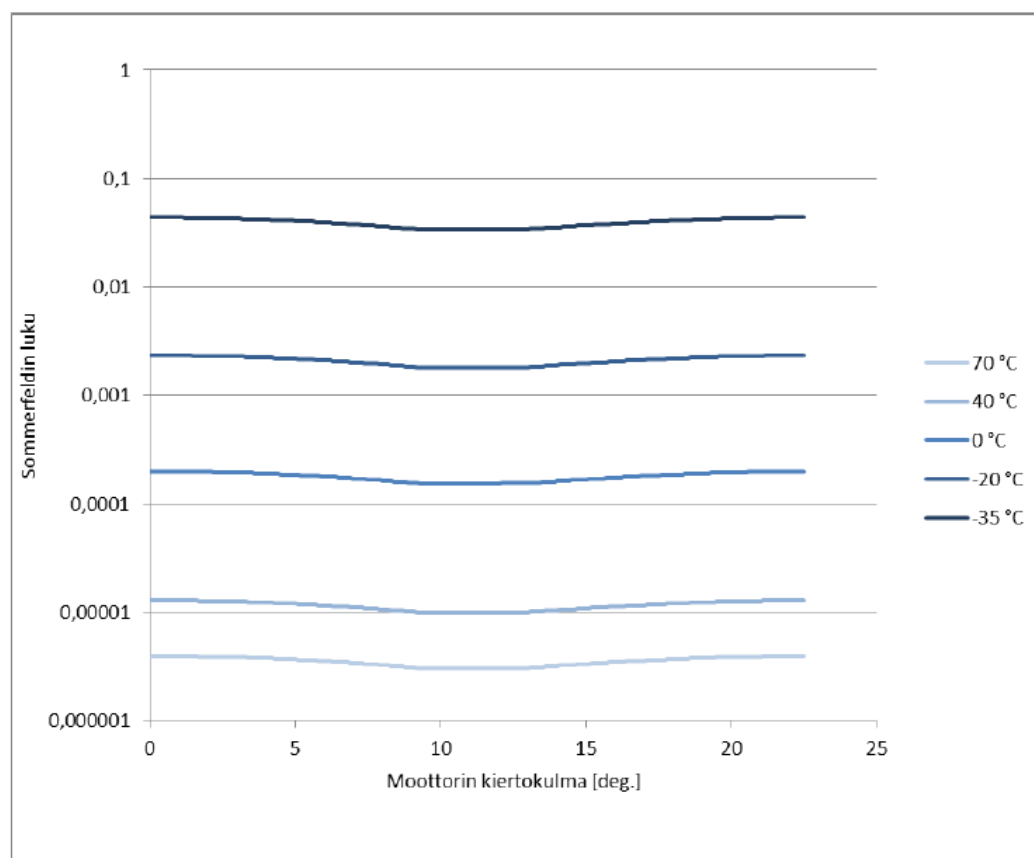
Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

4 (7)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 6. Liukulaakerin voitelun Sommerfeldin luku

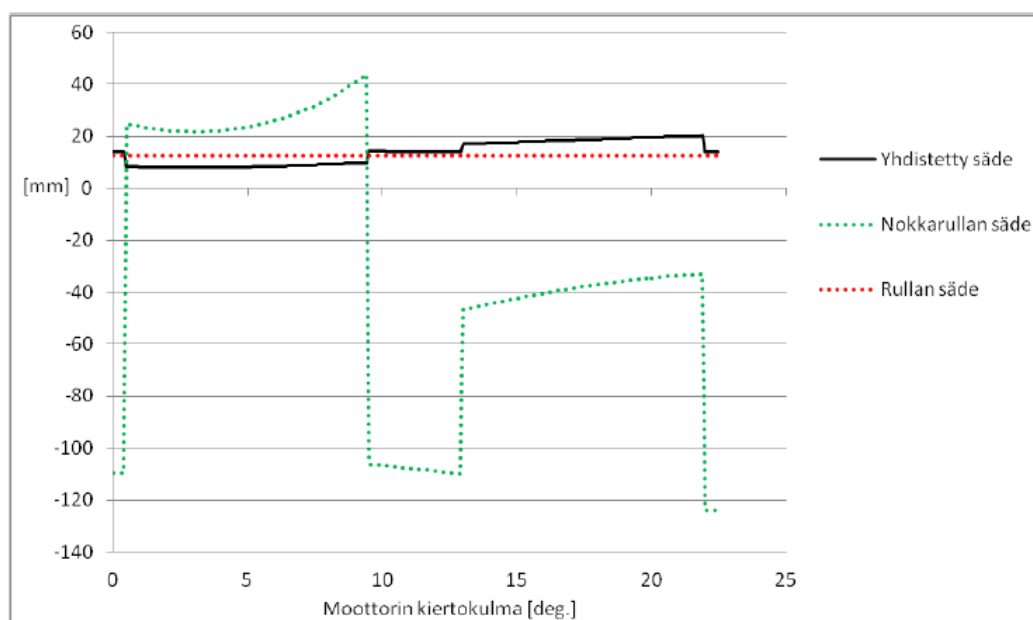
Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

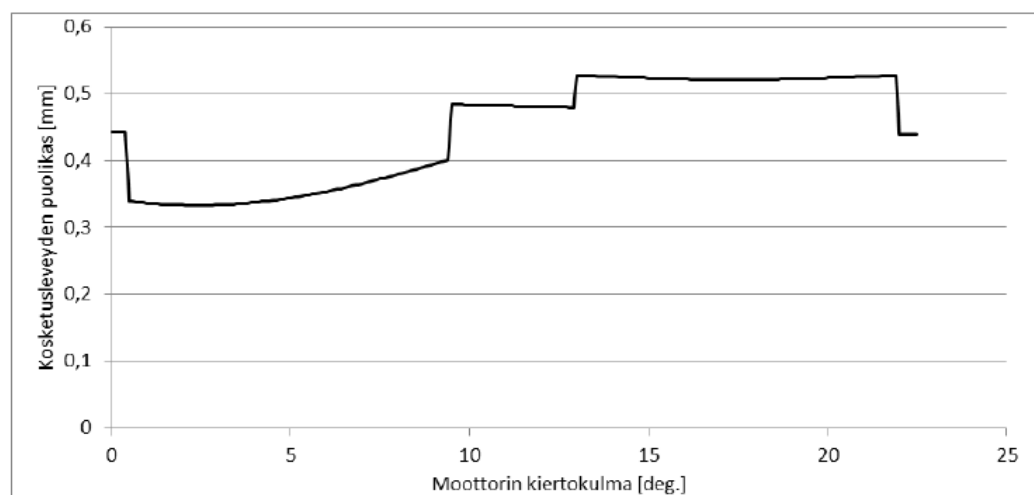
5 (7)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 7. Kaarevuussäteet



KUVIO 8. Hertzin kosketusleveyden puolikkaan pituus

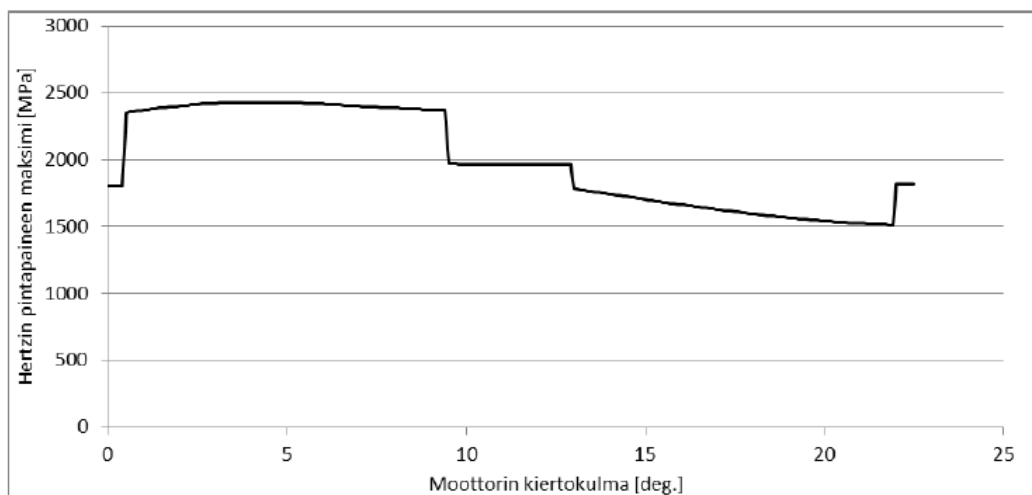
Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

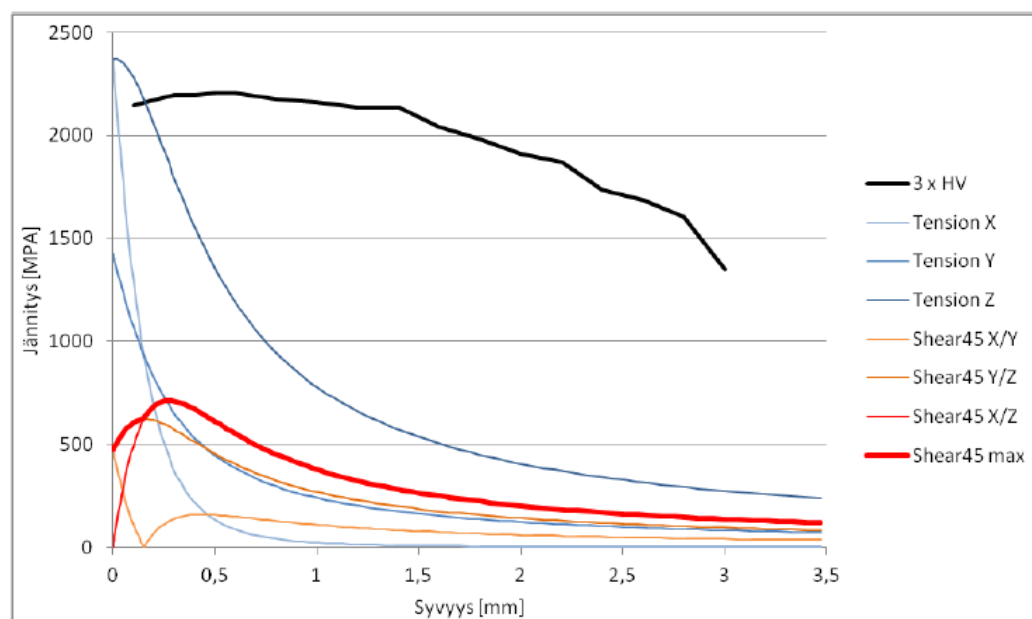
6 (7)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 9. Hertzin pintapaine



KUVIO 10. Jännityskomponentit

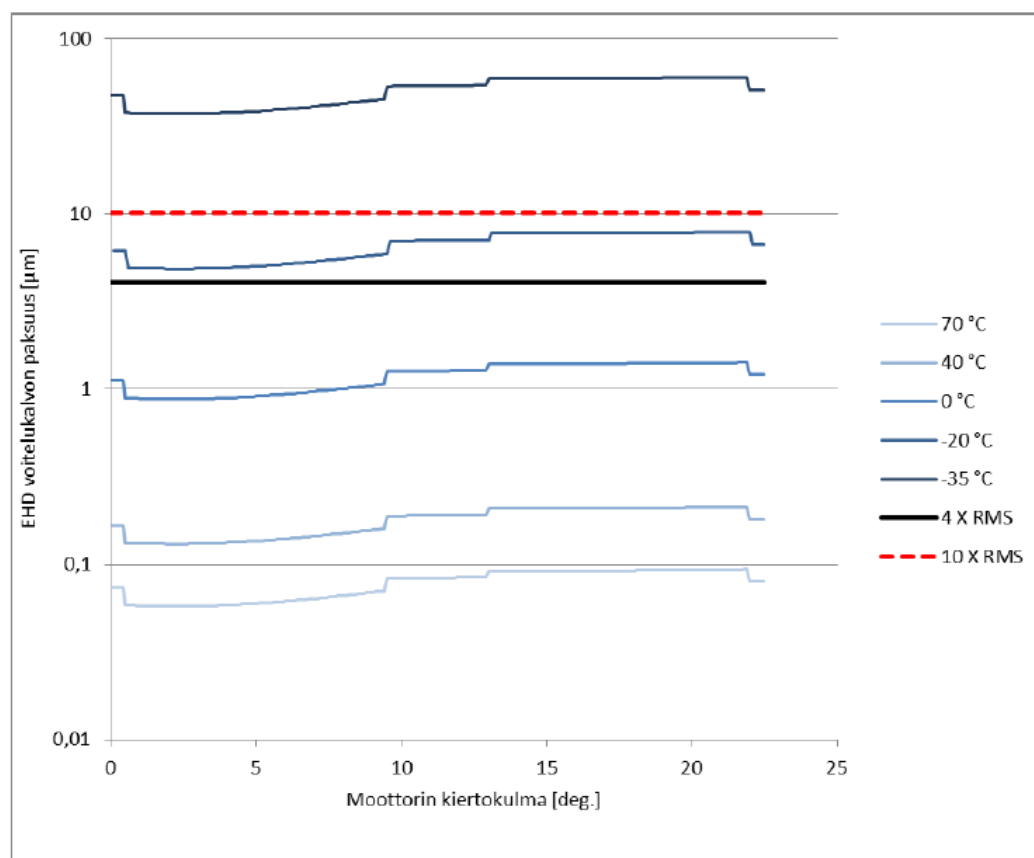
Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

7 (7)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012



KUVIO 11. Nokkareenkaan ja -rullan EHD voitelukalvon paksuus

## Liite 4. Tasapainoyhtälöiden ratkaisu: mäntä suorassa

Henri Kuirinlahti

LASKELMA  
Opinnäytetyö

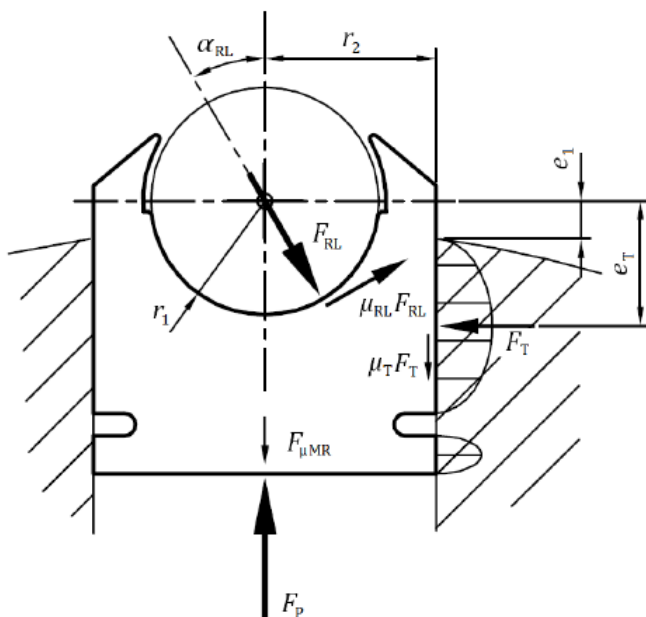
Sivu 1 / 2

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

### Tasapainoyhtälöiden ratkaiseminen; mäntä laittaa vasten

#### Lähtötiedot



KUVIO 1. Vapaakappalekuva syntyvistä voimista

Yllä olevan kuvion mukaan kirjoitettu tasapainoyhtälöiden ryhmä

$$F_{RL} \cdot (\sin(a) + \mu_{RL} \cdot \cos(a)) - F_T = 0 \quad (1)$$

$$F_P - F_{RL} \cdot (\cos(a) - \mu_{RL} \cdot \sin(a)) - F_T \cdot \mu_T - F_{\mu MR} = 0 \quad (2)$$

$$-F_N \cdot \mu_1 \cdot r_1 + F_T \cdot e_T + F_T \cdot \mu_T \cdot r_2 = 0 \quad (3)$$

jossa kolme tuntematonta muuttujaa  $F_T$   $F_{RI}$   $e_T$

Henri Kuirinlahti

LASKELMA  
Opinnäytetyö

Sivu 2 / 2

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

**Ratkaisu**

Yhtälö (1) voidaan kirjoittaa muotoon

$$F_T = F_{RL} \cdot (\sin(a) + \mu_{RL} \cdot \cos(a)) \quad (4)$$

Sijoittamalla yhtälö (4) yhtälöön (2) saadaan

$$F_P - F_{RL} \cdot (\cos(a) - \mu_{RL} \cdot \sin(a)) - F_{RL} \cdot (\sin(a) + \mu_{RL} \cdot \cos(a)) \cdot \mu_T - F_{\mu MR} = 0 \quad (5)$$

Yhtälöstä (5) voidaan ratkaista  $F_{RL}$  käyttämällä Mathcadin solve-komentoa, joka antaa

$$F_{RL} = \frac{F_P - F_{\mu MR}}{\cos(a) + \mu_T (\sin(a) + \mu_{RL} \cdot \cos(a)) - \mu_{RL} \cdot \sin(a)} \quad (6)$$

Saatua yhtälöä (6) voidaan hieman sieventää, jolloin saadaan

$$F_{RL} = \frac{F_P - F_{\mu MR}}{(\mu_T - \mu_{RL}) \cdot \sin(a) + (1 + \mu_T \cdot \mu_{RL}) \cdot \cos(a)} \quad (7)$$

Yhtälöstä (3) voidaan ratkaista  $e_T$  käyttämällä Mathcadin solve-komentoa, joka antaa

$$e_T = -\frac{F_T \cdot r_2 \cdot \mu_T - F_{RL} \cdot r_1 \cdot \mu_{RL}}{F_T} \quad (8)$$

Saatua yhtälöä (8) voidaan hieman sieventää, jolloin saadaan

$$e_T = \frac{F_{RL}}{F_T} \cdot r_{RL} \cdot \mu_1 - r_2 \cdot \mu_T \quad (9)$$

**Tulokset**

Yhtölöryhmän (1) - (3) kolme tuntematonta muuttujaa voidaan ratkaista laskemalla ensin yhtälö (7), sitten yhtälö (4) ja viimeiseksi yhtälö (9). Nämä yhtälöt on esitetty myös alla.

$$F_{RL} = \frac{F_P - F_{\mu MR}}{(\mu_T - \mu_{RL}) \cdot \sin(a) + (1 + \mu_T \cdot \mu_{RL}) \cdot \cos(a)} \quad (10)$$

$$F_T = F_{RL} \cdot (\sin(a) + \mu_{RL} \cdot \cos(a)) \quad (11)$$

$$e_T = \frac{F_N}{F_T} \cdot r_1 \cdot \mu_1 - r_2 \cdot \mu_T \quad (12)$$



## Liite 5. Tasapainoyhtälöiden ratkaisu: kipannut mäntä

Henri Kuirinlahti

LASKELMA  
Opinnäytetyö

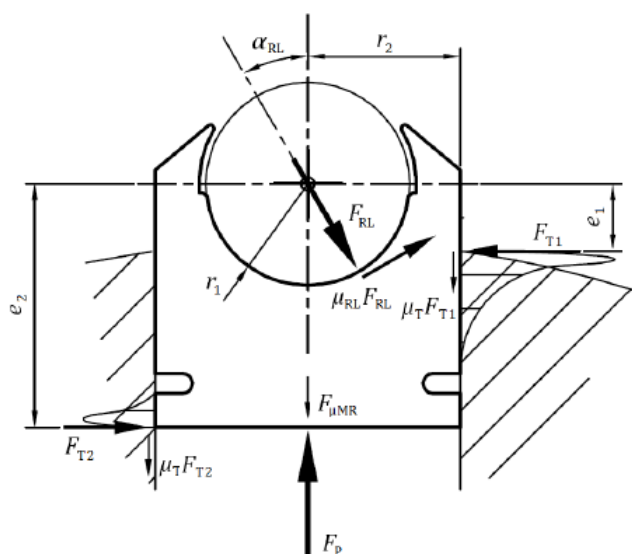
Sivu 1 / 3

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

### Tasapainoyhtälöiden ratkaiseminen; kipannut mäntä

#### Lähtötiedot



KUVIO 1. Vapaakappalekuva syntyvistä voimista

Yllä olevan kuvion mukaan kirjoitettu tasapainoyhtälöiden ryhmä

$$F_{RL} \cdot (\sin(a) + \mu_{RL} \cdot \cos(a)) - F_{T1} + F_{T2} = 0 \quad (1)$$

$$F_P - F_{RL} \cdot (\cos(a) - \mu_{RL} \cdot \sin(a)) - (F_{T1} + F_{T2}) \cdot \mu_T - F_{\mu MR} = 0 \quad (2)$$

$$-F_{RL} \cdot \mu_{RL} \cdot r_1 + F_{T1} \cdot e_1 - F_{T2} \cdot e_2 + F_{T1} \cdot \mu_T \cdot r_2 - F_{T2} \cdot \mu_T \cdot r_2 = 0 \quad (3)$$

jossa kolme tuntematonta muuttujaa  $F_{RL}$   $F_{T1}$   $F_{T2}$

Merkitsimme kulmaa  $\alpha_{RL}$  symbolilla  $a$

Henri Kuirinlahti

LASKELMA  
Opinnäytetyö

Sivu 2 / 3

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

**Ratkaisu**

Yhtälö (1) voidaan kirjoittaa muotoon

$$F_{T1} = F_{RL} \cdot (\sin(a) + \mu_{RL} \cdot \cos(a)) + F_{T2} \quad (4)$$

Sijoittamalla yhtälö (4) yhtälöön (2) Mathcadin substitute-komennolla, saadaan

$$F_P - F_{\mu MR} - F_{RL} \cdot \cos(a) - 2 \cdot F_{T2} \cdot \mu_T - F_{RL} \cdot \mu_T \cdot \sin(a) + F_{RL} \cdot \mu_{RL} \cdot \sin(a) \dots \\ \dots - F_{RL} \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \cdot \cos(a) = 0 \quad (5)$$

Yhtälöstä (5) voidaan ratkaista  $F_{T2}$  käyttämällä Mathcadin solve-komentoa, joka antaa

$$F_{T2} = - \frac{F_{\mu MR} - F_P + F_{RL} \cdot \cos(a) + F_{RL} \cdot \mu_T \cdot \sin(a) - F_{RL} \cdot \mu_{RL} \cdot \sin(a) + F_{RL} \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \cdot \cos(a)}{2 \cdot \mu_T} \quad (6)$$

mikä voidaan sieventää muotoon

$$F_{T2} = \frac{F_P - F_{\mu MR} + F_{RL} \cdot [(\mu_{RL} - \mu_T) \cdot \sin(a) - (1 + \mu_T \mu_{RL}) \cdot \cos(a)]}{2 \cdot \mu_T} \quad (7)$$

Sijoittamalla yhtälöt (4) ja (7) yhtälöön (3) Mathcadin substitute-komennolla, saadaan

$$\frac{1}{2 \cdot \mu_T} \cdot (F_P \cdot e_1 - F_P \cdot e_2 - e_1 \cdot F_{\mu MR} + e_2 \cdot F_{\mu MR} - F_{RL} \cdot e_1 \cdot \cos(a) + F_{RL} \cdot e_2 \cdot \cos(a) \dots \\ \dots + F_{RL} \cdot e_1 \cdot \mu_T \cdot \sin(a) + F_{RL} \cdot e_2 \cdot \mu_T \cdot \sin(a) + F_{RL} \cdot e_1 \cdot \mu_{RL} \cdot \sin(a) - F_{RL} \cdot e_2 \cdot \mu_{RL} \cdot \sin(a) \dots \\ \dots - 2 \cdot F_{RL} \cdot r_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot F_{RL} \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \cdot \sin(a) + 2 \cdot F_{RL} \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \cdot \mu_{RL} \cdot \cos(a) \dots \\ \dots + F_{RL} \cdot e_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \cdot \cos(a) + F_{RL} \cdot e_2 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \cdot \cos(a) = 0 \quad (8)$$

Mathcadin solve-komento ei toimi yhtälöön (8), koska yhtälö muodostui liian pitkäksi. Alla on käsin laskemalla johdettu ratkaisu muuttujalle  $F_{RL}$ 

$$\Rightarrow \frac{1}{2 \cdot \mu_T} \cdot (F_P \cdot e_1 - F_P \cdot e_2 - e_1 \cdot F_{\mu MR} + e_2 \cdot F_{\mu MR}) + \frac{F_{RL}}{2 \cdot \mu_T} \cdot (e_2 \cdot \cos(a) - e_1 \cdot \cos(a) \dots \\ \dots + e_1 \cdot \mu_T \cdot \sin(a) + e_2 \cdot \mu_T \cdot \sin(a) + e_1 \cdot \mu_{RL} \cdot \sin(a) - e_2 \cdot \mu_{RL} \cdot \sin(a) \dots \\ \dots - 2 \cdot r_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \cdot \sin(a) + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \cdot \mu_{RL} \cdot \cos(a) \dots \\ \dots + e_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \cdot \cos(a) + e_2 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \cdot \cos(a) = 0 \quad (9)$$

Henri Kuirinlahti

LASKELMA  
Opinnäytetyö

Sivu 3 / 3

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

$$\begin{aligned} \Rightarrow & -(e_2 - e_1) \cdot (F_P - F_{\mu MR}) + F_{RL} \cdot (-2 \cdot r_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \cdot \dots \\ & \dots + (e_2 - e_1 + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \cdot \mu_{RL} + e_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + e_2 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL}) \cdot \cos(a) \dots \\ & \dots + (e_1 \cdot \mu_T + e_2 \cdot \mu_T + e_1 \cdot \mu_{RL} - e_2 \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2) \cdot \sin(a) = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow & F_{RL} \left[ -2 \cdot r_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + (e_2 - e_1 + e_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + e_2 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \cdot \mu_{RL}) \cdot \cos(a) \dots \right. \\ & \left. \dots + (e_1 \cdot \mu_T + e_2 \cdot \mu_T + e_1 \cdot \mu_{RL} - e_2 \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2) \cdot \sin(a) \right] = (e_2 - e_1) \cdot (F_P - F_{\mu MR}) \end{aligned} \quad (11)$$

$$\Rightarrow F_{RL} = \frac{(e_2 - e_1) \cdot (F_P - F_{\mu MR})}{A \cdot \cos(a) + B \cdot \sin(a) + C} \quad (12)$$

$$A = e_2 - e_1 + e_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + e_2 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \cdot \mu_{RL} \quad (13)$$

$$B = e_1 \cdot \mu_T + e_2 \cdot \mu_T + e_1 \cdot \mu_{RL} - e_2 \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \quad (14)$$

$$C = -2 \cdot r_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \quad (15)$$

## Tulokset

Yhtölöryhmän (1) - (3) kolme tuntematonta muuttujaa voidaan ratkaista laskeamalla ensin yhtälö (12), sitten yhtälö (7) ja viimeiseksi yhtälö (4). Nämä yhtälöt on esitetty myös alla.

$$F_{RL} = \frac{(e_2 - e_1) \cdot (F_P - F_{\mu MR})}{A \cdot \cos(a) + B \cdot \sin(a) + C} \quad (16)$$

$$A = e_2 - e_1 + (e_2 + e_1) \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \cdot \mu_{RL} \quad (17)$$

$$B = (e_2 + e_1) \cdot \mu_T - (e_2 - e_1) \cdot \mu_{RL} + 2 \cdot r_2 \cdot \mu_T^2 \quad (18)$$

$$C = -2 \cdot r_1 \cdot \mu_T \cdot \mu_{RL} \quad (19)$$

$$F_{T2} = \frac{F_P - F_{\mu MR} + F_{RL} \cdot [(\mu_{RL} - \mu_T) \cdot \sin(a) - (1 + \mu_T \cdot \mu_{RL}) \cdot \cos(a)]}{2 \cdot \mu_T} \quad (20)$$

$$F_{T1} = F_{RL} \cdot (\sin(a) + \mu_{RL} \cdot \cos(a)) + F_{T2} \quad (21)$$

## Liite 6. Tilastollisten ja determinististen elinikämallien vertailu

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

1 (3)

Sampo Hydraulics Oy

24.4.2012

### Tilastollisten ja determinististen elinikämallien vertailu

#### Toteutettavuus

Sekä determinististen, että tilastollisten teorioiden toteutukseen liittyy kosketuksessa syntyvien pinnanalaisten jännityskenttien ratkaiseminen. Nämä voidaan ratkaista joko Hertzin tai jonkin muun kosketusmekaniikkaa käsittelevän terorian avulla. Useat deterministiset mallit sisältävät myös murtumismekanikan soveltamista, joka tekee analyyttisestä tarkastelusta monimutkaisempaa tilastollisiin malleihin verrattuna.

Koska determinististen teorioiden soveltaminen vaatisi useamman teoreettisen aihealueen omaksumista, jäisi opinnäytetyö muilta osin suppeammaksi. Tästä johtuen determinististen mallien katsottiin olevan huonosti toteutettavissa ja tilastollisten sovellettavissa. Tosin molemmat mallit vaativat liittyviin aihealueisiin perehtymistä todella syvällisesti.

#### Soveltuvuus

Hydraulimoottorin väsymiskulumisen katsottiin olevan korkeasyklistä väsymistä, eli vikaantuminen tapahtuu suhteellisen suuren kuormituskertamäärän seurauksena. Zaretsky (1996, 10) arvioi vierintälaakereiden tapauksessa jopa 95 % laakerin eliniästä olevan särön ydiintymiseen kuluvaan aikaan. Sadeghin ym. (2009, 5) vierintäväsymen katsauksessa suuri osa deterministisistä malleista perustuu murtumismekaniikkaan särön etenemisvaiheessa, eli ydiintymisen jälkeiseen vaiheeseen. Nämä mallit soveltuvat paremmin matalasyklisen väsymisen tarkasteluun, jossa materiaalin plastinen käyttäytyminen on suurempaa ja vikaantuminen ilmenee pienemmän kuormituskertamäärän seurauksena.

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

2 (3)

Sampo Hydraulics Oy

24.4.2012

Koska hydraulimoottorin nokkarenaan ja nokkarullan kulumisen katsottiin olevan samankaltainen vierintälaakereiden kanssa, totesimme deterministiset mallit huonosti soveltuviksi eliniän määrittämiseen.

Tilastollisilla menetelmillä voidaan taasen analysoida mitä tahansa ilmiötä tai suuretta, kunhan analysoitavaa dataa on riittävästi (Shigley ym. 2003, 36). Toisin sanoen tilastollisten mallien luotettavuus perustuu siihen, että malli on sovellettu olemassa olevaan dataan. Tällöin mallin antamat tulokset ovat yhtäpitäviä sen datan kanssa, johon se perustuu. Tilastolliset mallit ovat siten aina sovellettavissa jollain tarkkuudella.

#### **Luotettavuus**

Elinikämallien antamien tulosten luotettavuus perustuu niiden takana olevan teorian paikkansapitävyyteen (Sadeghi ym. 2009, 6). Deterministiset mallit ovat vielä jatkuvan kehityksen kohteena ja eri mallien välillä vaikutti olevan yhtäläisyyksiä vain murtumismekaniikan suhteen. Vaikka totesimme murtumismekaniikan soveltuvan huonosti korkeasyklisen väsymisen eliniän määrittämiseen, löytyy deterministisissä malleissa keinoja myös ydiintymisiän määrittämiseksi. (Sadeghi ym. 2009, 5.) Vertailukohtien puuttuessa, emme kuitenkaan voiteet tehdä tarkempia johtopäätöksiä determinististen teorioiden paikkansapitävyydestä.

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

3 (3)

Sampo Hydraulics Oy

24.4.2012

Jos hydraulimoottorin nokkarullan ja nokkarenkaan materiaalien voidaan katsoa vastaavan laakerimateriaaleja, voidaan hydraulimoottorin osille soveltaa vierintälaakereille muotoiltuja laskentamalleja, jotka perustuvat todella suureen määrään testidataa. Zaretsky (1996, 6–9) luettelee useita testituloksia, joihin hän perustaa mallinsa parametrit. Näissä testeissä käytettyjä teräslaatuja olivat mm. AISI 52100 ja AISI M–50, jotka ovat verrattavissa hydraulimoottorin rullassa ja nokkarenkaassa käytettyyn teräkseen. Tämän perusteella laakereille sovellettujen tilastollisten mallien, voidaan katsoa antavan oikeasuuntaisia tuloksia hydraulimoottorin vieriville osille. Toisaalta, jos käytetään vain hydraulimoottorille kerättyä dataa, kuvaavat tilastolliset mallit juuri hydraulimoottorin komponenttien käyttäytymistä. Myös näitä tuloksia voidaan pitää luotettavina, jos kerättyä dataa on riittävästi.

#### Kalibroituavuus

Tilastollisissa malleissa kalibroinnilla tarkoitettiin tilastollisen jakauman muotoparametrien määrittämistä ja deterministisissä malleissa tiettyjen materiaalin ominaisuuksien määrittämistä.

Deterministisien mallien materiaalivakioita teräkselle voitaneen etsiä kirjallisuudesta tai määrittää yksinkertaisilla koemenettelyillä, joten pidimme niitä suhteellisen helposti kalibroitavina.

Tilastolliset mallit vaativat taas suhteellisen suuren määrän dataa jakauman parametrien määrittämiseksi riittävällä tarkkuudella. Varsinkin jos jakauman muotoparametreja on useita, kuten Weibull-jakaumassa. Datan kerääminen vaatii siis laajamittaista testaamista todellisilla osilla. Toisaalta, jos sovelletaan laakeiden testauksesta saatuja parametreja, määritettäväksi jää ainoastaan elinikään lineaarisesti vaikuttava materiaalivakio. Tämän määrittämiseksi tilastollista dataa ei tarvita kovin paljon. Tilastollisten menetelmien kalibroituavuus katsottiin suhteellisen monimutkaiseksi.

## Liite 7. Tilastollisten elinikämallien vertailu

Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

1 (2)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

### Tilastollisen elinikämallien vertailu

#### Toteutettavuus

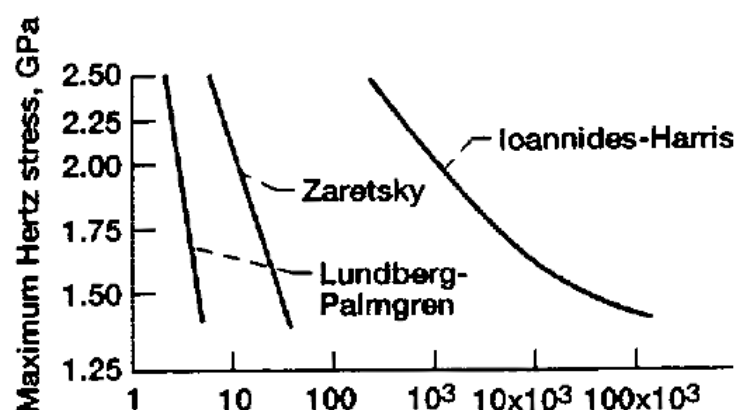
Tarkastellut neljä tilastollista teoriaa olivat matemaattisesti hyvin samankaltaisia, joten totesimme niiden olevan tasavertaisesti toteutettavissa. Ainoastaan LP-teoriassa syntyneiden jännitysten laskentaa oli yksinkertaistettu huomioimalla vain maksimileikkausjännityksen suuruus ja syvyys kosketuspinnasta. Muiden teorioiden laskentamenetelmissä vaadittiin muodostuneiden jännitysten tarkempia ratkaisuja syvyyden suhteen.

#### Soveltuvuus

Jokaisen tarkastellun teorian voitiin katsoa soveltuvan vierivän kosketuksen väsymisen tarkasteluun, sillä ne oli kehitetty juuri tähän tarkoitukseen. Pidimme kuitenkin Ionnides–Harris-teoriaa ja Zaretskyn teoriaa paremmin soveltuvina, sillä nämä oli kehitetty LP- ja Weibullin teorian pohjalta tarkoituksena päästä yli teorioihin liittyvistä rajoituksista (Sagedhi ym. 2009, 3–4).

#### Luotettavuus

Merkittävin ero teorioiden välillä oli niiden muotoparametrien, ja siten jännitys–elinikä-eksponentin välillä. Alla olevassa kuviossa 1 on havainnollistettu teorioiden antamia elinikiä toisiinsa verrattuna.



KUVIO 1. Tilastollisten teorioiden elinikien vertailu (Zaretsky ym. 2000, 4)



Henri Kuirinlahti

LIITE  
Opinnäytetyö

2 (2)

Sampo Hydraulics Oy

25.4.2012

Yllä olevassa kuviossa kuormituksen kanssa 1:1 muuttuvana elinikänä on laakeristandardien mukainen laskenta, jossa kuorma–elinikäeksponentti  $p = 10/3$ . Taasen LP-teorialle oli käytetty eksponentti  $p = 4$ , kuten Lundberg ja Palmgren olivat sen aikoinaan määritelleet ja samaa arvoa oli käytetty myös IH-teorialle. Zaretskyn teoriassa vastaavaksi eksponentin arvoksi tulee  $p = 4,95$ . Kuviossa IH-teorian väsymisrajana on käytetty 276 MPa ja kaikki tulokset on normalisoitu näyttämään samaa 4,14 GPa jännityksessä. Jos IH-teorian väsymisraja olisi nolla, palautuisi se LP-teorian mukaiseksi. (Zaretsky ym. 2000, 4–6.)

Eliniän eksponentilla on merkittävä vaikutus saatuihin eliniän odotusarvoihin. Koska mallien parametrien määrittämiseksi käytettävissä oli tuloksia raskaasti kuormitetuista testeistä, vaihtelisi kevyemmällä kuormituksella laskettujen arvojen suuruus toisiinsa nähden kuvion 1 mukaisesti. Väsymisrajan huomioivan IH-teorian antamat tulokset saattaisivat siten olla merkittävästi yliarvioitu. Toisaalta jos väsymisraja poistetaan, saadaan yhtä varovaisia ennusteita kuin LP-teoriassa. Vastaavasti testikuormia suuremmilla kuormilla LP-teoria saattaisi yliarvioida kestoja ja IH-teoria aliarvioida. Zaretsky ym. (2000) vertasivat myös mallien tuloksia toisiinsa ja johtopäätöksemme ovat saman kuin heidän esittämänsä.


Kaikkien kolmen yllä verratun teorian antamien tulosten katsottiin olevan tietyllä tasolla luotettavia, sillä perustuvathan kaikki laajaan testaukseen laakereilla. Weibul teorian luotettavuudesta emme tehneet johtopäätöksiä, koska tämä oli jätetty pois Zaretskyn tekemästä vertailusta. Yllä olevan vertailun perusteella pidimme kuitenkin Zaretskyn teoriaa muita luotettavampana.

### Kalibroituavuus

Koska mallit olivat matemaattisesti hyvin identtiset, on näiden tuntemattomien muuttujien etsiminen yhtä työlästä. Laakeriteräksille löydettyjä eliniän eksponenttiparametreja käyttämällä kalibroitavaksi jää ainoastaan lineaarinen materiaaliveikko. Tämä on kaikissa teorioissa samaa muotoa, joten totesimme kaikki teorat samanvertaisiksi kalibroituavuuden suhteen.



Liite 8. Laskentaohjelman ulkoasu



TULOKSET

Esimerkkimoottori • 60 rpm • 300 bar

	L10	L20	L50
NOKKARENGAS	2 296 h	4 512 h	12 514 h
NOKKARULLAT	1 588 h	3 121 h	8 657 h
LIUKULAAKERIT *	175 h	377 h	764 h
LIUKULAAKERIT	712 h	730 h	764 h

NOKKARENGAAN MAKSIMI PINTAPAINE

2 433 MPa

MAKSIMIN KOHTA

4,2 °

MÄNNÄN KIPPAUSVOIMAN SUHDELUKU

4,9 %

LASKE

MOOTTORI

Esimerkkimoottori

VOITELUVAINE

ÖLJYN VG-LUOKITUS

46

[ISO]

ÖLJYN MINIMILÄMPÖTILA

40

[°C]

EHD KALVON MAKS. PAKSUUS

0,21 RMS

LIUKULAAKERI

LIUKULAAKERIN TYPPI

Hi-eX

LIUKULAAKERIN MAKS. U

0,86 m/s

LIUKULAAKERIN MAKS. P

65,2 MPa

LIUKULAAKERIN MAKS. PV-ARVO

55,4 MPa m/s

LASKENTAPROFIILIN TIEDOT

	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.
ΔT	100											
N [rpm]	60											
P [bar]	300											

\* kulumiskertoimen hajonta on suuri